А.А. Ионин

Газоснабжение

4-е издание, переработанное и дополненное

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебника для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция».

Москва
Стройиздат
1989

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ББК 38.763
И 75
УДК 696.2(075.8)

Рецензент — д-р техн. наук М. Я. Розкин — зав. кафедрой теплотехники и газоснабжения Днепропетровского инженерно-строительного института

Редактор А. А. Широкова

Ионин А. А.

И 75 Газоснабжение: Учеб. для вузов.—4-е изд., перераб. и доп.— М.: Стройиздат, 1989.—439 с.: ил.— ISBN 5—274—00006—1

Изложены основы проектирования, расчета и эксплуатации городских и промышленных систем газоснабжения. Описаны режимы работы газовых сетей и оборудования. Рассмотрены основы теории сжигания газа, газогорелочные устройства и их расчет. Настоящее издание дополнено методиками расчета для решения отдельных задач с применением ЭВМ, описанием экономного использования газа для отопления котлов и промышленных печей, системным изложением гидравлического расчета сетей и их надежности. 3-е изд. вышло в 1981 г.

Для студентов строительных вузов, обучающихся по специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция».

И $\frac{3206000000—511}{047(01)—89}$ 44—88

ББК.38.763

ISBN 5—274—00006—1

© Стройиздат, 1975

© Стройиздат, 1989, с изменениями

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Предисловие

Масштабы и темпы развития газовой промышленности и газоснабжающих систем определяет добыча газа, по которой Советский Союз занимает первое место в мире. Значительный рост добычи газа существенно изменил топливный баланс страны. Если в 1950 г. удельный вес газового топлива занимал в общем топливном балансе СССР лишь 2,3%, то в 1983 г. он был равен 27%, а в 1990 г. по расчетам доля газа составит 33% всех видов потребляемых топлив.

В Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1986—1990 годы и на период до 2000 года предусмотрено довести объем добычи газа в 1990 г. до 835... 850 млрд. м^3, ускорить развитие отрасли. Планируется дальнейшее расширение газификации городов. В настоящее время в СССР газифицировано более 70% городов. К 2000 году предполагается завершить газификацию всех городов страны.

Совершенствование, интенсификация и автоматизация технологических процессов приводят к необходимости повысить качество расходуемых теплоносителей. В наибольшей мере по сравнению с другими видами топлива этим требованиям удовлетворяет природный газ.

Рациональное использование газообразного топлива с наибольшей реализацией его технологических достоинств позволяет получить значительный экономический эффект, который связан с повышением КПД агрегатов и сокращением расхода топлива, более легким регулированием температурных полей и состава газовой среды в рабочем пространстве печей и установок, в результате чего удается значительно повысить интенсивность производства и качество получаемой продукции. Применение газа для промышленных установок улучшает условия труда и способствует росту его производительности. Использование природного газа в промышленности позволяет осуществить принципиально новые, прогрессивные и экономически эффективные технологические процессы. Кроме того, применение газа в качестве топлива позволяет значительно улучшить условия быта населения, повысить санитарно-гигиенический уровень производства и оздоровить воздушный бассейн в городах и промышленных центрах.

Распределительные системы газоснабжения становятся едиными для областей и республик, и для их проектирования, строительства и эксплуатации необходимы глубокие знания специалиста. Рост потребления газа в городах, поселках и сельской местности, а также масштабность распределительных систем ставят перед инженером по газоснабжению новые и сложные задачи, связанные с развитием и реконструкцией систем, повышением их надежности, необходимостью экономического использования газа и защиты воздушного бассейна от загрязнений. Решение этих задач возможно лишь с применением вычислительной техники.

Распределительные системы являются сложными многокольцевыми системами, экономичное проектирование которых должно базироваться на современных методах оптимизации с учетом вероятностного характера функционирования и обеспечения требуемой надежности подачи газа потребителям. Поэтому методики расчета системы, изложенные в учебнике, построены на базе современных представлений о случайных процессах потребления газа и функционирования элементов системы и использования математических методов оптимизации. Изложенные методики иллюстрируются конкретными примерами расчета.

В основу проектирования и расчета систем снабжения сжиженными углеводородными газами положены термодинамические свойства двухфазных, многокомпонентных систем с учетом климатических условий расположения газоснабжаемых объектов.

Выбор газогорелочных устройств и газооборудования агрегатов базируется на современных представлениях теории и практики сжигания газа, методах расчета и проектирования газовых горелок, технологических особенностей агрегатов.

В учебнике приведены методы гидравлического и технико-экономического расчета газовых сетей, дан анализ гидравлических режимов, изложен метод определения расчетных расходов газа, отдельная глава посвящена методу расчета надежности газоснабжающих систем, изложен метод расчета эжекционных газовых горелок.

Четвертое издание учебника дополнено и переработано. В нем учтены новые нормативные документы (ГОСТы и СНиП), а также отражены научные исследования и конструкторские разработки. Методы расчета, примеры, таблицы и графики приведены в международной системе единиц СИ. Все методики расчета представлены в виде алгоритмов, которые должны служить основой для составления программ расчета на ЭВМ. Это будет способствовать расширению применения вычислительной техники в проектировании систем газоснабжения.

Автор выражает признательность заведующему кафедрой Днепропетровского инженерно-строительного института профессору, докт. техн. наук М. Я. Розкину за ценные предложения и замечания, сделанные при рецензировании рукописи.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Раздел I.
Горючие газы. Добыча и транспортирование природного газа

Глава 1.
Горючие газы, используемые для газоснабжения городов и промышленных предприятий

1.1. Основные свойства и состав газообразного топлива

Газообразное топливо представляет собой смесь горючих и негорючих газов, содержащую некоторое количество примесей. К горючим газам относятся углеводороды, водород и оксид углерода. Негорючие компоненты — это азот, оксид (II) углерода и кислород. Они составляют балласт газообразного топлива. К примесям относят водяные пары, сероводород, пыль. Искусственные газы могут содержать аммиак, цианистые соединения, смолу и пр. Газообразное топливо очищают от вредных примесей. Содержание вредных примесей в граммах на 100 м^3 газа, предназначенного для газоснабжения городов, по ГОСТ 5542—78, не должно превышать: сероводорода —2, меркаптановой серы —3,6, механических примесей —0,1. Отклонение теплоты сгорания от номинального значения не должно быть более $\pm$ 5%.

Для газоснабжения применяют, как правило, сухие газы. Содержание влаги не должно превышать количества, насыщающего газ при $t = -20$ °С (зимой) и 35 °С (летом). Влагосодержание насыщенного газа в зависимости от его температуры приведено в табл. 1.1. Если газ транспортируют на большие расстояния, то его предварительно осушают. Большинство искусственных газов имеет резкий запах, что облегчает обнаружить утечки газа из трубопроводов и арматуры. Природный газ не имеет запаха. До подачи в сеть его одорируют, т. е. придают ему резкий неприятный запах, который ощущается при концентрации в воздухе, равной 1%.

Запах токсичных газов должен ощущаться при концентрации, допускаемой санитарными нормами. Сжиженный газ, используемый коммунально-бытовыми потребителями (по ГОСТ 20448—80*), не должен содержать сероводорода более 5 г на 100 м^3 газа, а запах должен ощущаться при содержании в воздухе 0,5%. Концентрация кислорода в газообразном топливе не должна превышать 1%. При использовании для газоснабжения смеси сжиженного газа с воздухом концентрация газа в смеси составляет не менее удвоенного верхнего предела воспламеняемости. Физические характеристики и теплота сгорания некоторых газов приведены в табл. 1.2 и 1.3. Используя данные этих таблиц, можно рассчитать теплоту сгорания, плотность и другие характеристики газообразного топлива.

Пример 1.1. Определить теплоту сгорания и плотность газообразного топлива, имеющего следующий состав (% по объему):

$CH_4 = 96{,}6$; $C_2H_6 = 0{,}8$; $C_3H_8 = 0{,}3$; $C_4H_{10} = 0{,}8$; $CO_2 = 0{,}5$; $N_2 = 1$.

Решение. Теплоту сгорания газа опреде-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ляют как сумму произведений величин теплоты сгорания горючих компонентов на объемные доли.

$$Q_н^с = 0{,}01/96{,}6 \cdot 35\,840 + 0{,}8 \cdot 63\,730 + $$

$$+ 0{,}3 \cdot 93\,370 + 0{,}8 \cdot 123\,770/ = 36\,390 \text{ кДж/м}^3.$$

Плотность газа определяют как сумму произведений плотности компонентов на их объемные доли, т. е.

$$\rho^с = 0{,}01/96{,}6 \cdot 0{,}717 + 0{,}8 \cdot 1{,}357 + 0{,}3 \cdot 2{,}019 +$$

$$+ 0{,}8 \cdot 2{,}703 + 0{,}5 \cdot 1{,}977 + 1 \cdot 1{,}251/ = 0{,}756 \text{ кг/м}^3.$$

Относительная плотность газа

$$s^с = 0{,}756/1{,}293 = 0{,}585.$$

Таблица 1.1. **Влагосодержание насыщенного газа в зависимости от температуры**

Показатель	Температура, °С									
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Влагосодержание, г на 1 м³ сухого газа при 0 °С и 101,3 кПа	5	10,1	19,4	35,9	64,6	114	202	370	739	1950

Таблица 1.2. **Физические характеристики газов**

Газ	Химическая формула	Молекулярная масса	Молекулярный объем при 0 °С 101,3 кПа, м³/кмоль	Плотность при 0 °С 101,3 кПа, кг/м³	Относительная плотность по воздуху
Азот	N_2	28,016	22,4	1,2505	0,9673
Ацетилен	C_2H_2	26,038	22,24	1,1707	0,9055
Водород	H_2	2,016	22,43	0,08999	0,0695
Водяной пар	H_2O	18,016	(23,45)	(0,768)	0,5941
Воздух (без CO_2)	—	28,96	22,4	1,2928	1
Диоксид серы	SO_2	64,066	21,89	2,9263	2,2635
Диоксид углерода	CO_2	44,011	22,26	1,9768	1,5291
Кислород	O_2	32	22,39	1,429	1,1053
Оксид углерода	CO	28,011	22,41	1,25	0,9669
Сероводород	H_2S	34,082	22,14	1,5392	1,1906
Метан	CH_4	16,043	22,38	0,7168	0,5545
Этан	C_2H_6	30,07	22,18	1,3566	1,049
Пропан	C_3H_8	44,097	21,84	2,019	1,562
Н-бутан	C_4H_{10}	58,124	21,5	2,703	2,091
Изобутан	C_4H_{10}	58,124	21,78	2,668	2,064
Пентан	C_5H_{12}	72,151	—	3,221	2,491

Таблица 1.3. **Теплота сгорания чистых горючих газов**

Газ	Теплота сгорания					
	высшая	низшая	высшая	низшая	высшая	низшая
	кДж/кмоль		кДж/кг		кДж/м³ при 0 °С, и 101,3 кПа	
Ацетилен	1308560	1264600	50240	48570	58910	56900
Водород	286060	242940	141900	120080	12770	10800
Оксид углерода	283170	283170	10090	10090	12640	12640
Сероводород	553780	519820	16540	15240	25460	23490
Метан	890990	803020	55560	50080	39860	35840
Этан	1560960	1429020	51920	47520	70420	63730
Пропан	2221500	2045600	50370	46390	101740	93370
Н-Бутан	2880400	2660540	49570	45760	133980	123770
Изобутан	2873580	2653720	49450	45680	131890	121840
Пентан	3549610	3277750	49200	45430	158480	146340

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Основной характеристикой газа является сухой состав, но так как используемый газ бывает влажным, может возникнуть необходимость в пересчете значений $Q_н^c$, ρ^c и s^c на рабочий состав (с учетом влажности газа). Это легко выполнить с помощью следующих формул для пересчета:

$$CH_4^p = KCH_4^c; \quad N_2^p = KN_2^c \quad \text{и т.д.}$$

$$H_2O^p = (d/0{,}804)K \cdot 100; \quad \rho^p = (\rho^c + d)K;$$

$$Q_н^p = Q_н^c K.$$

Здесь K определяют по формуле

$$K = 0{,}804/(0{,}804 + d).$$

В приведенных выше формулах d — влагосодержание газа, выраженное в кг на 1 м^3 сухого газа при 0 °С и 101,3 кПа.

Пример 1.2. Определить рабочий состав газа $Q_н^p$ и ρ^p, считая, что $d = 0{,}005$ кг/м^3. Сухой состав его приведен в предыдущем примере.

Решение. Рассчитаем коэффициент K по формуле

$$K = 0{,}804/(0{,}804 + 0{,}005) = 0{,}994.$$

Рабочий состав газа будет следующий: $CH_4 = 95{,}993$; $C_2H_6 = 0{,}795$; $C_3H_8 = 0{,}298$; $C_4H_{10} = 0{,}795$; $CO_2 = 0{,}497$; $N_2 = 0{,}994$; $H_2O = 0{,}628$.

Плотность влажного газа
$\rho = (0{,}756 + 0{,}005)0{,}994 = 0{,}757$ кг/м^3.

Теплота сгорания рабочего состава газа

$$Q_н^p = 36390 \cdot 0{,}994 = 36170 \text{ кДж/м}^3.$$

1.2. Природные газы

Для газоснабжения городов и промышленных предприятий в настоящее время широко применяют природные газы. Их добывают из недр земли. Они представляют собой смесь различных углеводородов метанового ряда. Природные газы не содержат водорода, оксида углерода и кислорода. Содержание азота и диоксида углерода обычно бывает невысоким. Газы некоторых месторождений содержат сероводород.

Природные газы можно подразделить на три группы: 1) газы, добываемые из чисто газовых месторождений. Они в основном состоят из метана и являются тощими или сухими. Тяжелых углеводородов (от пропана и выше) сухие газы содержат менее 50 г/м^3; 2) газы, выделяемые из скважин нефтяных месторождений совместно с нефтью, часто называют попутными. Помимо метана они содержат значительное количество более тяжелых углеводородов (обычно свыше 150 г/м^3) и являются жирными газами. Жирные газы представляют собой смесь сухого газа, пропан-бутановой фракции и газового бензина; 3) газы, добываемые из конденсатных месторождений, состоят из смеси сухого газа и паров конденсата, который выпадает при снижении давления (процесс обратной конденсации). Пары конденсата представляют собой смесь паров тяжелых углеводородов, содержащих C_5 и выше (бензина, лигроина, керосина).

Сухие газы легче воздуха, а жирные легче или тяжелее в зависимости от содержания тяжелых углеводородов. Низшая теплота сгорания сухих газов, добываемых в СССР, составляет 31000...38000 кДж/м^3. Теплота сгорания попутных газов выше и изменяется от 38000 до 63000 кДж/м^3. В табл. 1.4 приведены средние составы и характеристики природных газов некоторых месторождений СССР. На газобензиновых заводах из попутных газов выделяют газовый бензин, пропан и бутан, последние используют для газоснабжения городов в виде сжиженного газа. Сжиженные газы получают также из газов конденсатных месторождений.

1.3. Искусственные газы

При термической переработке твердых топлив в зависимости от способа переработки получают газы сухой перегонки и генераторные газы. Как те, так и другие в настоящее время весьма редко применяют для газоснабжения городов и промышленности.

Сухая перегонка твердого топлива представляет собой процесс его термического разложения, протекающий без доступа воздуха. При сухой перегонке топливо проходит ряд стадий физико-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 1.4. **Средние составы и характеристики природных газов некоторых месторождений СССР**

Месторождение газа	Административный район	Характеристика месторождения	Состав газа, % по объему								Плотность, кг/м³ при $t=0$ °С, $p=101{,}3$ кПа	Теплота сгорания, кДж/м³ при $t=0$ °С, $p=101{,}3$ кПа	
			CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	C_5H_{12}	CO_2	H_2S	N_2 + редкие газы		высшая	низшая
			Газовые залежи										
Степановское	Саратовская обл.	Газоконденсатное	95,1	2,3	0,7	0,4	0,8	0,2	нет	0,5	0,772	41886,8	37821,9
Ленинградское	Краснодарский край	То же	86,9	6	1,6	1	0,5	1,2	»	2,8	0,883	42408,9	38364
Северо-ставропольское	Ставропольский край	Газовое	98,7	0,33	0,12	0,04	0,01	0,1	»	0,7	0,727	39615	35695,2
Пунгинское	Тюменская обл.	Газоконденсатное	86,1	2	0,6	0,34	0,35	8,5	»	2	0,869	37181,4	33475,5
Медвежье	То же	Газовое	99	0,1	0,005	—	—	0,095	—	0,8	0,723	39061,4	35128
Оренбургское	Оренбургская обл.	Газоконденсатное	85	4,9	1,6	0,75	0,55	0,6	1,3	5	0,84	40670,7	36664,7
Вуктылское	Коми АССР	То же	74,8	8,8	3,9	1,8	6,4	—	нет	4,3	1,043	52321,9	47458
Угерское	Украинская ССР	Газовое	98,3	0,45	0,25	0,3	нет	0,1	»	0,6	0,732	39990,3	36070
Шебелинское	То же	Газоконденсатное	93,3	4	0,6	0,4	0,3	0,1	»	1,3	0,772	41449,8	37404,9
Газлинское	Узбекская ССР	Газовое	93	3,1	0,7	0,6	нет	0,1	»	2,5	0,771	40615,8	36654,3
Карадагское	Азербайджанская ССР	Газовое	93,2	2,1	1,2	1	1,2	0,8	»	0,5	0,807	42867,6	38739,3
Ачакское	Туркменская ССР	Газоконденсатное	93	3,6	0,95	0,25	0,31	0,4	»	1,3	0,776	41230,1	37124,8
Тенгенское	Казахская ССР	Газовое	89,4	6	2	0,7	0,4	1	»	0,5	0,82	40778,2	36722,7
Ванейвиское	Архангельская обл.	Газовое	89,59	2,42	0,70	0,27	1,16	1,68	0,25	3,93	0,630	40218,9	36331,4
Лаявож	То же	»	80,23	2,64	1,15	0,70	0,71	0,73	—	13,8	0,690	36976,7	33402,6
Василковское	»	»	93,1	2,0	0,4	0,2	0,3	—	—	4,0	0,595	39517,5	35697,8
Ямбург	Тюменская обл	»	95,2	0,04	0,006	0,001	0,1	0,3	—	4,5	0,578	37968,2	34298,3
Бованенковское	То же	»	87,19	3,98	1,34	0,75	0,23	1,73	—	4,77	0,576	40169,6	36286,9
Ямал	»	»	78,97	4,53	2,34	1,02	0,27	1,02	—	11,84	0,680	38758,9	35012,6
Заполярное	Тюменская обл.	»	98,5	0,2	0,05	0,012	0,001	0,5	—	0,7	0,729	39455,6	33482,5
Уренгойское	То же	»	97,64	0,1	0,01	—	—	0,3	—	1,95	0,73	38841,8	34925,6
			Попутные газы										
Жирновское	Волгоградская обл.	—	81,6	6,5	3	1,9	1,4	4	0,1	1,5	0,712	45077,7	40490,7

Электронная библиотека http://igy.khstu.ru/

Продолжение табл. 1.4

Месторождение газа	Административный район	Характеристика месторождения	Состав газа, % по объему.							Плотность, кг/м³ при $t=0$ °С, $p=101{,}3$ кПа	Теплота сгорания, кДж/м³ при $t=0$ °С, $p=101{,}3$ кПа	
			CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	C_5H_{12}	CO_2	H_2S	N_2 + редкие газы		высшая	низшая
Ромашкинское	Татарская АССР	—	40	19,5	18	7,5	4,9	0,1	нет	10	1,069	65260,5	59672,7
Туймазинское	Башкирская АССР	—	39,5	20	18,5	7,7	4,2	0,1	»	10	1,065	65052	59505,9
Шкаповское	То же	—	37,5	18,2	16,8	6,8	3,8	0,1	»	16,8	1,047	59464,2	54418,5
Ключевское	Краснодарский край	—	78,5	6	6,5	4,8	3,6	0,2	»	0,4	0,789	53876,4	48830,7
Дмитриевское	То же	—	69,2	10	10	5	5	0,7	»	0,1	0,91	58963,8	53709,6
Небит-Дагское	Туркменская ССР	—	91	3	2,3	1,3	1,8	0,5	»	0,1	0,65	45077,7	40782,6
Западное	Коми АССР	—	82,7	6	3	1	0,2	0,1	»	7	0,661	41700	37738,5
Верхнеомринское													

химических преобразований, в результате которых оно разлагается на газ, смолу и коксовый остаток. Характер преобразований, претерпеваемых топливом, определяется его природой и температурой процесса. Сухую перегонку топлива, происходящую при высоких температурах (900...1100 °С), называют коксованием, в результате которого получают кокс и коксовый газ с величиной теплоты сгорания $Q_н = 16000...18000$ кДж/м³ и $\rho = 0{,}45...$ ...0,5 кг/м³. Примерный состав коксового газа, %: H_2—59; CH_4—24; C_nH_m—2; CO—8; CO_2—2,4; O_2—0,6; N_2—4.

Газификация — процесс термохимической переработки топлива. В результате реакции углерода топлива с кислородом и водяным паром образуются горючие газы: оксид углерода и водород. Одновременно с процессом газификации протекает частичная сухая перегонка топлива. Продуктами газификации топлива являются горючий газ, зола и шлаки. Аппараты, в которых осуществляют газификацию топлива, называют газогенераторами. При подаче в газогенератор паровоздушной смеси получают *генераторный газ*, называемый *смешанным*, примерный состав которого следующий, %: H_2—14; CH_4—1; CO—28; CO_2—6; O_2—0,2; H_2S—0,2; N_2—50,6. Низшая теплота сгорания смешанного газа $Q_н = 5{,}5$ МДж/м³, плотность $\rho = 1{,}15$ кг/м³.

Водяной газ получают путем периодической продувки газогенератора воздухом и паром. При подаче воздуха слой топлива аккумулирует теплоту, выделяющуюся при частичном его сгорании, а при поступлении водяного пара последний взаимодействует с углеродом, используя аккумулированную теплоту и образуя водяной газ. Горючими компонентами будут являться водород и оксид углерода.

Уголь можно газифицировать под землей. В этом случае получается *газ подземной газификации*. Газ подземной газификации имеет невысокую теплоту сгорания, его можно использовать как местное энергетическое топливо.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Глава 2.
Добыча и обработка природного газа

2.1. Газовые месторождения

Залежь нефти или газа представляет собой скопление углеводородов, которые заполняют поры проницаемых пород. Если скопление велико и его эксплуатация экономически целесообразна, залежь считают промышленной. Залежи, занимающие значительные площади, образуют месторождения.

Газоносные (продуктивные) пласты состоят из пород с пористой структурой (пески, песчаники, пористые известняки или доломиты). В зависимости от структуры и состава газоносные пласты имеют различную крепость. Обычно чем больше геологический возраст пласта, тем он прочнее. Мощность (толщина) газоносных пластов измеряется десятками, а иногда и сотнями метров. Газоносные пласты залегают между газонепроницаемыми породами (сланцевыми глинами, плотными известняками, мергелями). Большинство известных газовых месторождений представляют собой антиклинали, т. е. складки земной коры, обращенные выпуклостью кверху, или купола. На рис. 2.1, показана наиболее простая форма газовой залежи. Газ заключен в куполообразном подземном пласте. В верхних горизонтах газ скапливается в виде газовых шапок. Внизу находится нефть (в газонефтяных месторождениях) или пластовая вода (в чисто газовых месторождениях). Основная масса газовых месторождений имеет контакт с пластовой водой.

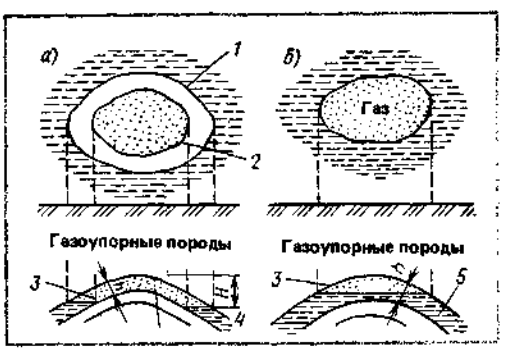


Рис. 2.1. Форма газовой залежи
а — полнопластовая; *б* — неполнопластовая; *1*— внешний контур газоносности; *2*— внутренний контур газоносности; *3* — газовмещающий коллектор; *4*— вода краевая; *5*— вода подошвенная; *H*— высота залежи (этаж газоносности); *h* — мощность вмещающего продуктивного коллектора

Часто встречаются месторождения, которые содержат два или несколько газоносных пластов, расположенных один над другим и отделенных газонепроницаемыми слоями. Большинство газовых месторождений в СССР являются многопластовыми. Газ в пластах находится под давлением. При вскрытии залежи буровой скважиной он фонтанирует из нее с большой скоростью. Дебит некоторых скважин достигает нескольких миллионов кубометров газа в сутки. Первоначальное давление в газоносном пласте зависит от глубины его залегания. Обычно через каждые 10 м глубины давление в пласте возрастает на 0,0981 МПа. Такая норма повышения давления связана с поверхностными водами, входящими в обнаженную часть пласта.

Газовые месторождения могут иметь различные режимы. При водонапорном режиме давление в пласте создается водой. В месторождениях с газовым режимом давление обеспечивается самим газом, заполняющим поры пласта. Такой режим является режимом расширяющегося газа. При идеальном водонапорном режиме по мере добычи газа вода, поднимаясь, заполняет поры и вытесняет в скважину газ месторождения. В связи с этим в процессе эксплуатации в залежи падения давления газа не будет.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Идеальный водонапорный режим встречается в очень немногих газовых месторождениях.

Вследствие ряда причин (значительно большей вязкости воды по сравнению с вязкостью газа, плохой проницаемости продуктивного пласта и др.) подъем воды обычно отстает от темпов отбора газа, поэтому давление в газоносном пласте с течением времени падает. Большинство газовых месторождений имеет газовый или водонапорный режим с небольшим коэффициентом возмещения.

Под коэффициентом возмещения понимают отношение объема воды, поступившей за определенный период в эксплуатируемую газовую залежь, к объему газа, отобранному за это же время (приведенному к пластовым условиям). По мере эксплуатации газовой залежи коэффициент возмещения обычно возрастает. Это связано с падением давления в пласте и, следовательно, с увеличением скорости поступления воды. Знание режима газового месторождения очень важно для его эксплуатации.

2.2. Добыча газа

Газовая скважина является основным элементом промыслов. Верх скважины называют устьем, низ — забоем. Бурят скважину быстровращающимся буром-долотом, который разрушает породы в забое. В настоящее время для этой цели применяют шарошечные долота, в которых шарошки, вращаясь вокруг своих осей, дробят и скалывают породу. В зависимости от привода различают роторное и турбинное бурение.

При *роторном бурении* двигатель расположен на поверхности земли, вращение от него передается долоту через промежуточные механизмы и колонну бурильных труб, имеющих диаметр 125...150 мм. В качестве бурильных труб применяют цельнокатаные (бесшовные) трубы, изготовленные из высококачественных углеродистых и легированных сталей, со стенками толщиной 8...11 мм. Трубы соединяют между собой замками на крупной конической резьбе. В верхней части бурильных труб устанавливают ведущую трубу, имеющую в поперечнике квадратное сечение. Эта труба проходит через ротор, укрепленный над устьем скважины. Ротор передает вращение от двигателя к ведущей трубе и далее к бурильным трубам. Бурильный инструмент (долото), бурильные трубы и ведущая труба подвешены на крюке талевой системы, с помощью которой можно осуществлять его подъем и спуск. Для подъема и разъединения труб имеется вышка. Во время бурения газовой скважины колонну труб непрерывно опускают (осуществляют подачу бурильного инструмента).

Насосом по бурильным трубам нагнетают промывочный раствор. Он проходит через специальные отверстия в долоте и направляется непосредственно в забой со скоростью 15... 30 м/с. В результате этого забой интенсивно омывается, а промывочный раствор по кольцевому зазору между бурильными трубами и стенками скважины выносит из забоя на поверхность земли частицы выбуренной породы. Из скважины промывочный раствор стекает по наклонному желобу (где из него осаждается выбуренная порода) и попадает в приемный чан, откуда буровым насосом его вновь подают в скважину. Плотность промывочного раствора должна превышать плотность воды на 20...40%. Промывочный раствор используют не только для выноса частиц породы из забоя: тонкий слой глины, которая входит в состав промывочного раствора, откладываясь на стенках скважины, укрепляет их и предохраняет от обвалов. Кроме того, промывочный раствор оказывает на продуктивный пласт давление, тем самым предохраняя скважину от преждевременных газовых выбросов.

Турбинное бурение отличается от роторного тем, что буровой двигатель (турбобур) опускают в скважину и

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

крепят непосредственно над долотом. Турбобур вращается под действием промывочного раствора, который подают в него по бурильным трубам под большим давлением (в этом случае промывочный раствор является носителем энергии). В процессе бурения бурильные трубы остаются неподвижными, вращаются только вал турбобура и долото.

Стенки образовавшейся скважины укрепляют стальными обсадными трубами (рис. 2.2). Первую колонну обсадных труб называют кондуктором. В зависимости от геологического разреза трубы кондуктора диаметром 225...400 мм опускают на различную глубину, но обычно не ниже 300 м. Пространство между скважиной и колонной кондуктора заливают цементом до выхода последнего на поверхность. Это обеспечивает надежное крепление скважины, препятствует обрушению верхних наиболее рыхлых пород и предохраняет скважину от проникания в нее воды из верхних пластов.

Вторая колонна обсадных труб, опускаемая внутри кондуктора, является эксплуатационной с диаметром труб 125...200 мм. В большинстве случаев ее опускают в продуктивный пласт. Пространство между эксплуатационной колонной и скважиной, начиная от низа колонны, заливают цементом с выходом его в кольцевое пространство между трубами на 20... 30 м. Обсадная колонна предохраняет скважину от обрушения и проникания в продуктивный пласт воды из верхних горизонтов, а также предохраняет газоносный пласт от потерь газа в вышележащие слои, если они состоят из пористых пород или имеют трещины. Верх эксплуатационной колонны крепят в колонной головке.

Забои скважины имеют *закрытую* и *открытую конструкции*. В первом случае пространство между породами и эксплуатационной колонной цементируют также и в пределах продуктивного пласта. После этого в колонну опускают специальный стреляющий аппарат (перфоратор), пули которого

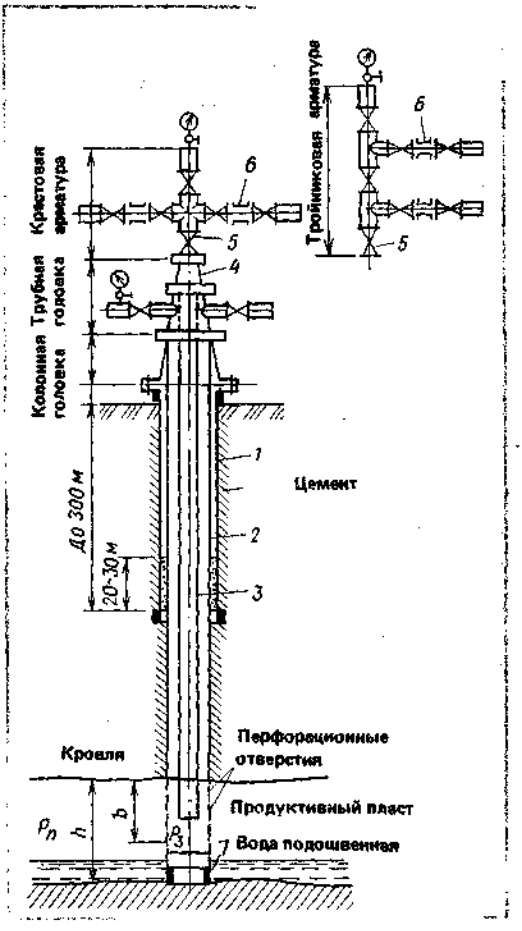


Рис. 2.2. Схема газовой скважины
1— колонна кондуктора; *2*— эксплуатационная колонна 150 мм; *3*— колонна фонтанных труб Ø80 мм; *4*— переводная катушка; *5*— коренная задвижка; *6*— регулирующие штуцера; *7*— башмак колонны; p_n— пластовое давление; p_3— забойное давление; *б* — глубина вскрытия пласта; *h* — мощность пласта.

проходят через трубу, слой цемента и углубляются в породы, в результате чего осуществляется перфорация забоя. Забои скважины закрытой конструкции имеют преимущественное распространение. Если породы продуктивного пласта устойчивы (например, известняки), применяют забои открытой конструкции. В этом случае эксплуатационную колонну опускают в кровлю продуктивного пласта и цементируют, после чего бурят скважи-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ну в газоносном пласте на требуемую глубину.

Внутрь эксплуатационной колонны опускают колонну фонтанных труб, по которой происходит движение газа от забоя к устью скважины. Колонну фонтанных труб крепят в трубной головке, которую устанавливают на колонной головке. В зависимости от дебита скважины фонтанные трубы имеют различный диаметр (50... 100 мм). Скважины, имеющие высокое давление (более 8 МПа) и большие дебиты (более 500 тыс. $м^3$/сут), рекомендуется эксплуатировать через обсадные трубы. Если газ содержит сероводород, эксплуатацию скважины по обсадным трубам не производят вследствие корродирующего воздействия газа на стенки труб. При добыче газа, содержащего сероводород, пространство между фонтанными и обсадными трубами герметизируют в нижней части специальным уплотнением, а в верхней части — с помощью сальника трубной головки. Добычу газа ведут по фонтанным трубам, которые в случае коррозии заменяют новыми.

На устье газовой скважины устанавливают специальное оборудование, которое состоит из колонной головки, трубной головки и фонтанной арматуры. Колонная головка служит для герметизации всех колонн обсадных труб, опущенных в скважину, и является опорой трубной головки. Трубная головка герметизирует кольцевое пространство между последней колонной обсадных труб и фонтанными трубами и служит для подвески и укрепления фонтанных труб. Боковые отводы на трубной головке позволяют осуществлять необходимые операции: эксплуатацию скважины по кольцевому пространству между фонтанными и обсадными трубами, нагнетание воды или раствора при глушении скважины, замеры давления газа в межтрубном пространстве, отбор проб газа и пр.

На трубной головке устанавливают фонтанную арматуру, по отводам которой происходит эксплуатация скважины. Фонтанная арматура бывает двух типов: крестовая и тройниковая. Крестовая удобнее в эксплуатации (малая высота, создание симметричной нагрузки на устье скважины), монтировать ее проще. Тройниковую устанавливают в тех случаях когда газ имеет примеси, корродирующие арматуру (сероводород). Наибольшей коррозии подвергается тройник в месте поворота струи газа и перехода ее от вертикального движения к горизонтальному. Газ отбирают через верхний отвод, а во время его ремонта — через нижний.

Регулировать работу скважины задвижками нельзя, так как это приводит к их быстрому износу. Для создания на скважину противодавления применяют штуцера, т. е. суженные отверстия (диаметром 1...40 мм), на которых дросселируется давление газа. Для требуемого снижения давления подбирают штуцер необходимого диаметра. По мере отбора газа давление падает и штуцер заменяют другим — бóльшего диаметра. Дебит скважины назначают максимально допустимым. Он не должен превосходить величины, при которой возможно разрушение забоя и, как следствие, вынос песка, а также подтягивание подвешенных вод. Кроме того, дебит должен быть таким, чтобы давление отбора газа было достаточным для транспортирования его к головной компрессорной станции.

Специфика эксплуатации газовых месторождений состоит в том, что весь добытый газ необходимо немедленно транспортировать к объектам потребления. Поэтому при назначении режима работы газовых скважин нужно учитывать подготовленность потребителей к использованию газа и режим их работы. Если вблизи городов, потребляющих газ, есть подземное хранилище, режим работы газовых промыслов может не соответствовать режиму потребления, так как избыточный газ будут направлять в хранилище.

Отдельные скважины на газовых промыслах присоединяют газопроводами к коллекторам, которые заканчиваются промысловой газораспреде-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

лительной станцией. На выкидных линиях после фонтанной арматуры устанавливают предохранительные клапаны и манометры. Выкидные линии соединяют с сепараторами, в которых газ очищается от твердых и жидких механических примесей. Из сепаратора газ поступает в газосборный коллектор. Количество добываемого газа измеряют счетчиком. В месте присоединения газоотводящей линии к коллектору устанавливают задвижку, обратный клапан и отвод с задвижкой для продувки газопровода.

При прохождении через регулирующий штуцер вследствие падения давления газ сильно охлаждается, поэтому необходимо принимать меры против образования гидратных и ледяных пробок. Кристаллогидратами называют соединения углеводородов с водой, по внешнему виду напоминающие лед. Для предохранения газопровода от закупоривания в него обычно подают метанол (метиловый спирт). Действие метанола заключается в том, что он образует с водяными парами раствор, который имеет низкую температуру замерзания и легко может быть удален из газопровода. На промысловой газораспределительной станции газ вновь очищают в сепараторах, осушают и производят его учет. Если газ содержит сероводород, тогда до подачи в магистральный газопровод его очищают от сероводорода. Из газораспределительной станции газ поступает в головную компрессорную станцию или, если давление отбора достаточно велико, непосредственно в магистральный газопровод.

2.3. Газы конденсатных месторождений

Для отдельного вещества зависимость упругости паров от температуры имеет вид кривой AB, обращенной выпуклостью к оси температур (рис. 2.3). Кривая заканчивается критической точкой. Сжижение газа при температуре выше критической невозможно. Условно областью жидкого состояния называют область, лежащую выше кривой фазового равновесия между осью ординат и критической изотермой, а вся остальная область относится к области газообразного состояния. Чем выше критическая температура газа, тем легче он может быть сконденсирован. Критическая температура воздуха минус 140,7 °С, и при обычных параметрах атмосферы (давлении 0,1 МПа и температуре ±30 °С) он представляет собой газ. Пропан, который содержится во многих природных газах, при обычных условиях легко может быть сконденсирован, его критическая температура 95,7 °С. Наконец, вода, находящаяся при обычных условиях в жидкой фазе, имеет критическую температуру 374,15 °С. Сказанное выше относится к чистым жидкостям, а не к их смесям. Если жидкость представляет собой смесь веществ, тогда давление паров зависит не только от температуры, но и от состава смеси.

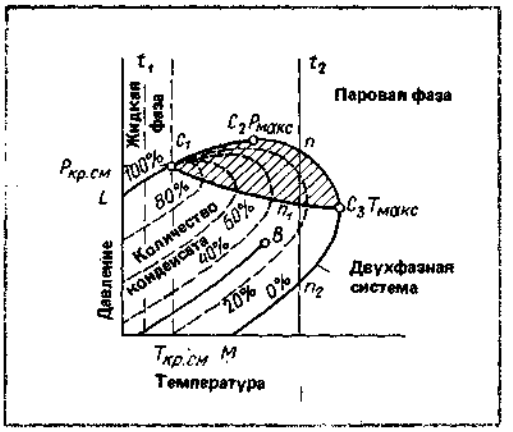


Рис. 2.3. Диаграмма давление—температура для растворимых смесей

Зависимость давления паров от температуры для взаимно растворимых компонентов имеет вид петлеобразной кривой $LC_1C_2C_3M$ (см. рис. 2.3). Здесь точка C_1 — критическая точка смеси. Ей отвечают критическая температура смеси $T_{кр.см}$ и критическое

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

давление смеси $P_{кр.см}$. Левее критической изотермы смеси находится жидкость, правее — газ (пар). Критическая точка не совпадает с экстремальными точками кривой $LC_1C_2C_3M$. В связи с этим возникает область обратных явлений, т. е. процессов конденсации и испарения, протекающих в направлениях, противоположных тем, которые имеются в обычных условиях.

Рассмотрим процесс испарения, протекающий при постоянной температуре t_1. Выше кривой LC_1, являющейся кривой кипения, находится жидкость (100%). При понижении давления начинается процесс испарения, и количество жидкой фазы уменьшается. Пунктирные линии на рис. 2.3 являются кривыми постоянных отношений жидкость — пар. При пересечении кривой конденсации $C_1C_2C_3M$ вся жидкость превращается в пар. Такой процесс является процессом нормального испарения, так как при снижении давления жидкость испаряется. При температуре t_2 процесс протекает следующим образом. Выше точки n находится пар. При снижении давления в точке n начинается процесс конденсации, так как в этой точке изотерма t_2 пересекает кривую конденсации. В процессе дальнейшего снижения давления количество конденсата возрастает и в точке n_1 достигает максимального значения (для температуры t_2).

Процесс конденсации, отвечающий участку диаграммы $n—n_1$, называют обратной конденсацией. Давление, соответствующее точке n_1, при котором количество конденсата является максимальным, называют давлением максимальной конденсации. При дальнейшем снижении давления количество конденсата уменьшается (идет процесс нормального испарения), и в точке n_2 весь конденсат испаряется. С повышением давления (при t_2=const) все процессы протекают в противоположном направлении, а в пределах участка $n—n_1$ происходит обратное испарение. Таким образом, для растворимых смесей при температурах и давлениях, превышающих критические значения, возникает область обратных конденсаций и испарения. Эта область на рис. 2.3 заштрихована. Здесь максимальные давления $p_{макс}$ и температура $T_{макс}$ не совпадают с критической точкой, а лежат на кривой конденсации.

Газы конденсатных месторождений представляют собой смесь предельных углеводородов, основной составляющей которых является метан (80...94%). Содержание пентана и более тяжелых углеводородов составляет 2...5%. Однако ввиду того, что конденсат состоит из высокомолекулярных соединений, его массовая доля достигает 25%. Наличие в газе тяжелых углеводородов (вплоть до фракций керосина) является одной из отличительных особенностей газов конденсатных месторождений. Разгонкой конденсата можно получить товарные продукты.

Газоконденсатные месторождения образовались в результате процесса, обратного испарения конденсата, протекающего при высоких давлениях и температурах (в надкритической области), поэтому они располагаются на больших глубинах, где господствуют высокие давления. Если отбирать газ из такого месторождения при режиме истощения, то с падением пластового давления происходит конденсация тяжелых углеводородов в самом пласте (обратная конденсация). При этом сконденсировавшаяся часть газа оказывается потерянной для добычи, так как остается адсорбированной в порах газоносного пласта. Количество конденсата, выделяющегося из газа, доходит до 300 см^3 на 1 м^3 газообразного топлива.

Одна из особенностей разработки газоконденсатного месторождения состоит в том, что процесс переработки газа осуществляют на самом промысле, т. е. добычу и переработку газа физическими методами объединяют в один процесс. Другой отличительной чертой является высокое давление, из-за чего необходимо применять специальную дорогостоящую аппаратуру и трубопроводы. Кроме того, обслу-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

живать оборудование должен высококвалифицированный персонал.

Существуют два метода эксплуатации газоконденсатных месторождений: с поддержанием пластового давления нагнетанием в пласт рабочего агента (замкнутый цикл) и без поддержания давления (разомкнутый цикл). Основными факторами, определяющими выбор метода эксплуатации газоконденсатных месторождений, являются: величина промышленных запасов газа в месторождении; количество конденсата, который выделяется из газа при снижении давления, и его состав; режим пласта, однородность пласта по пористости, проницаемости и т. д.

Нагнетание рабочего агента в пласт применяют при достаточных промышленных запасах газа и таком содержании конденсата, при котором капитальные вложения в добычу и переработку газа будут оправданы получаемым конденсатом. При неоднородных коллекторах и недостаточных запасах газа поддержание пластового давления может оказаться экономически не обоснованным. Тогда эксплуатацию осуществляют по разомкнутому циклу, т. е. при режиме истощения. В качестве рабочего агента для нагнетания в пласт служит сухой газ (при соответствующих условиях воздух или вода).

Недостатком такого способа добычи является то, что сухой газ сразу не может быть использован для потребления. Его используют только лишь после добычи из месторождения всего конденсата. Преимущество же состоит в том, что на нагнетание газа затрачивают меньше энергии, чем на воздух, так как давление газа снижают только до давления максимальной конденсации, которое составляет примерно половину давления в пласте.

При эксплуатации газоконденсатного месторождения по первому методу газ из залежи отбирают через эксплуатационные скважины, а рабочий агент закачивают в пласт через нагнетательные скважины. Сухой газ нагнетают в верхнюю часть залежи. Обладая меньшей плотностью по сравнению с сырым газом, он не перемешивается с ним и в процессе нагнетания вытесняет последний. При эксплуатации месторождения по разомкнутому циклу от добываемого газа отделяют конденсат при давлении максимальной конденсации, после чего сухой газ направляют к потребителю.

2.4. Обработка природного газа

Осушка газа. Содержание влаги в газе при его транспортировании часто вызывает серьезные эксплуатационные затруднения. При определенных внешних условиях (температуре и давлении) влага может конденсироваться, образовывать ледяные пробки и кристаллогидраты, а в присутствии сероводорода и кислорода вызывать коррозию трубопроводов и оборудования. Во избежание перечисленных затруднений газ осушают, снижая температуру точки росы на 5...7 °С ниже рабочей температуры в газопроводе.

При транспортировании осушенного газа трубопровод можно прокладывать на меньшую глубину, что уменьшает капиталовложения. Наибольшие трудности при транспортировании газов по магистральным газопроводам возникают при образовании кристаллогидратов. Многие газы (метан, этан, пропан, бутан, углекислый газ и сероводород), насыщенные влагой, при определенных значениях температуры и давления образуют с водой (в жидкой фазе) соединения, называемые кристаллогидратами. Если влага удалена из газа и газ оказывается ненасыщенным, кристаллогидраты не образуются.

Внешне кристаллогидраты похожи на белую снегообразную кристаллическую массу, а при уплотнении напоминают лед. Это неустойчивые соединения, которые при определенных условиях сравнительно легко разлагаются на составные части. Состав

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

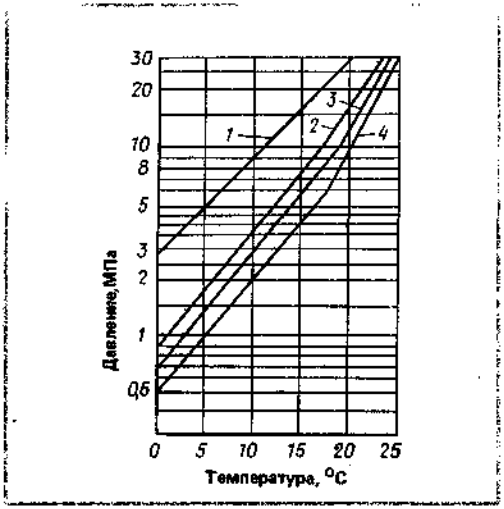


Рис. 2.4. Крявые равновесяого состояяя гядратов метаяа я прядодных газов в зависямости от температуры и давленяя
1— метан; *2*— природный газ с относительной плотностью 0,6; *3*— природный газ с относительной плотностью 0,7; *4*— природный газ с относительной плотностью 0,8

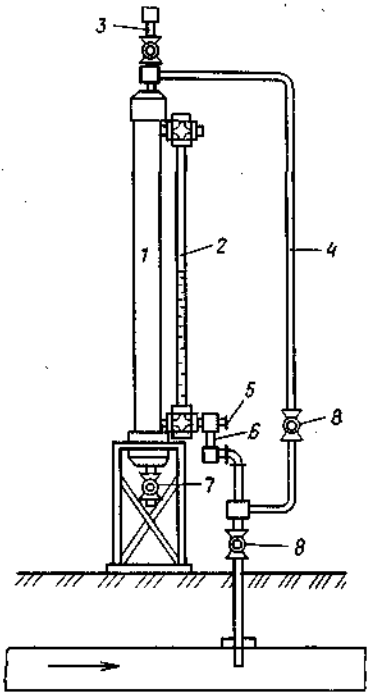


Рис. 2.5. Капельный одорязатор
1— резервуар; *2*— жидкостномерное стекло; *3*— штуцер с краном для наполнения резервуара одорантом; *4*— трубка для выравнивания давлений; *5*— игольчатый регулировочный вентиль; *6*— стекло для контроля расхода одоранта; *7*— спускной штуцер с краном; *8*— вентили

кристаллогидратов углеводородов следующий: $CH_4 \cdot 6H_2O$ или $CH_4 \cdot 7H_2O$; $C_2H_6 \cdot 7H_2O$; $C_3H_8 \cdot 18H_2O$. Природный газ и вода представляют собой многокомпонентную систему которая дает смешанные кристаллогидраты. Они устойчивее гидратов индивидуальных углеводородов. На рис. 2.4 показаны кривые образования гидратов метана и природных газов в зависимости от температуры и давления. Сами кривые дают условия равновесного состояния гидратов. При таком изменении температуры и давления газа, когда точка, отвечающая состоянию газа, расположится выше и левее кривой, будет идти процесс образования гидрата. Ниже и правее кривой находится область разложения гидратов.

Для осушки газа применяют способы абсорбционные, т. е. поглощение водяных паров жидкостями, адсорбционные, т. е. поглощение водяных паров твердыми сорбентами, и физические — простое охлаждение или охлаждение с последующей абсорбцией. Широкое распространение получил абсорбционный способ осушки газа диэтиленгликолем и триэтиленгликолем, водные растворы которых обладают высокой влагоемкостью, нетоксичны, не вызывают коррозии металла и достаточно стабильны.

Очистка газа от сероводорода и углекислого газа. В горючих газах используемых для газоснабжения городов, содержание сероводорода не должно превышать 2 г на 100 $м^3$ газа. Содержание углекислого газа нормы не лимитируют, однако по технико-экономическим соображениям в транспортируемом газе оно не должно превышать 2%.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Существуют сухие и мокрые методы очистки газа от H_2S. Сухие методы очистки газа основаны на применении твердых поглотителей (гидрата окиси железа, содержащегося в болотной руде, и активированного угля). При мокрых методах очистки газа используют жидкие поглотители. Для удаления из транспортируемого газа CO_2 применяют промывку газа водой под давлением. Для очистки от H_2S природных газов и газов, полученных на нефтеперерабатывающих заводах, широкое распространение получил этаноламиновый способ. При очистке газа от H_2S моноэтаноламином улавливается и CO_2. Содержание H_2S после очистки не превышает требуемой нормы. Аминосоединения — слабые основания. При взаимодействии с сероводородом и углекислым газом они образуют нестойкие вещества, которые легко разлагаются при относительно невысокой температуре, поэтому поглощение сероводорода происходит при 15...25 °С, а раствор регенерирует при 120...125 °С.

Одоризация газа. Природный газ не имеет запаха. Поэтому для своевременного выявления утечек газа ему придают запах — газ одорируют. В качестве одоранта применяют этилмеркаптан (C_2H_5SH). По токсичности качественно и количественно он идентичен сероводороду, имеет резкий неприятный запах. Количество вводимого в газ одоранта определяют таким образом, чтобы при концентрации в воздухе газа, не превышающей $^1/_5$ нижнего предела взрываемости, ощущался резкий запах одоранта. На практике средняя норма расхода этилмеркаптана для одоризации природного газа, поступающего в городские сети, установлена 16 г на 1000 м^3 газа при 0 °С и давлении 101,3 кПа.

Наибольшее распространение получили капельные и барботажные одоризаторы (рис. 2.5). Первые просты по конструкции, но их недостатком является ручное регулирование спуска одоранта. В барботажных одоризаторах одорант испаряется при барботаже через него газа в специальных камерах. В этом случае целесообразно пропускать через одоризатор только часть газа и после насыщения парами одоранта подмешивать эту часть к основному потоку газа, идущему по газопроводу. Барботажные одоризаторы выпускаются автоматизированными и имеют преимущественное распространение.

Глава 3.
Транспортирование газа на большие расстояния. Хранение газа

3.1. Схема магистрального газопровода

Принципиальная схема газотранспортной системы показана на рис. 3.1. Газ из скважины поступает в сепараторы, где от него отделяются твердые и жидкие механические примеси. Далее по промысловым газопроводам газ поступает в коллекторы и в промысловые газораспределительные станции (ПГРС). Здесь газ вновь очищают в масляных пылеуловителях, осушают, одорируют и снижают давление газа до расчетного значения, принятого в магистральном газопроводе. В начальный период эксплуатации пластовое давление бывает достаточное. Головную компрессорную станцию строят только после снижения давления в

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

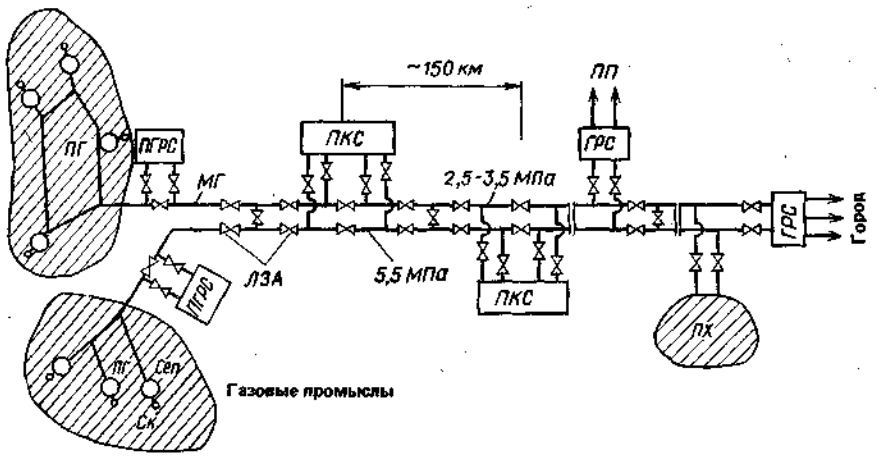


Рис. 3.1. Принципиальная схема газотранспортной системы
Ск — скважины; Сеп — сепараторы; ПГ — промысловые газопроводы; ПГРС — промысловая газораспределительная станция; МГ — магистральный газопровод; ПКС — промежуточная компрессорная станция; ЛЗА — линейная запорная арматура; ГРС — газораспределительная станция; ПХ — подземное хранилище газа; ПП — промежуточный потребитель

пласте. Промежуточные компрессорные станции располагают примерно через 150 км. Для возможности проведения ремонтов предусматривают линейную запорную арматуру, которую устанавливают не реже чем через 25 км. Для надежности газоснабжения и возможности транспортировать большие потоки газа современные магистральные газопроводы выполняют в две или несколько ниток. Газопровод заканчивается газораспределительной станцией (или несколькими ГРС), которая подает газ крупному городу или промышленному узлу. По пути газопровод имеет отводы, по которым газ поступает к ГРС промежуточных потребителей (городов, населенных пунктов и промышленных объектов).

Система магистрального транспортирования газа от промыслов до потребителей является достаточно жесткой, так как ее аккумулирующая способность невелика и может лишь частично покрыть внутрисуточную неравномерность потребления. Для покрытия сезонной неравномерности используют подземные хранилища и специально подобранные потребители-регуляторы, которые в зимний период работают на другом виде топлива (газомазутные или пылегазовые электростанции).

Газопроводы строят диаметром до 1420 мм. Использование труб больших диамеров повышает экономичность газотранспортной системы. Газопроводы рассчитывают на максимальное давление в 7,5 МПа, которое имеет место после компрессорных станций. По мере движения газа его давление уменьшается, так как потенциальная энергия расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений. Перед компрессорными станциями давление снижается до 3...4 МПа. Мощность применяемых газоперекачивающих агрегатов 8...10 тыс. кВт.

Для транспортирования большого количества газа необходимо увеличить пропускную способность газопроводов. В связи с этим новые магистральные газопроводы проектируют на давление 7,5 МПа (вместо 5,5 МПа). Научно-исследовательские и проектные организации работают над созданием газопроводов из металлов улучшенных прочностных характеристик и

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

рассчитанных на давление 10 и 12 МПа, разрабатывают газотурбинные установки для компрессорных станций мощностью 25...75 тыс. кВт, работают над проблемой транспортирования охлажденного и сжиженного природного газа.

Магистральные газопроводы выполняют из стальных труб, соединяемых сваркой. Трубы изготовляют из высококачественных углеродистых и легированных сталей. Оптимальный диаметр газопровода и число компрессорных станций определяют технико-экономическим расчетом. Пропускную способность газопровода (млн. $м^3$/сут) рассчитывают исходя из его годовой производительности:

$$q = Q/365\ K_э,$$

где Q — производительность газопровода в млн. $м^3$/год; $K_э$ — среднегодовой коэффициент загрузки газопровода, обычно принимаемый для магистральных газопроводов, равным 0,85, а для ответвлений от магистральных газопроводов 0,75.

3.2. Хранилища газа

Необходимость хранения газа возникает в результате неравномерности его потребления. В летний период, когда подача газа в город превосходит его потребление, излишки газа необходимо направлять в газохранилище с тем, чтобы зимой аккумулированный газ можно было подавать в город. Для хранения газа используют подземные хранилища.

Для покрытия часовой неравномерности потребления газа широко используют аккумулирующую емкость последнего участка магистрального газопровода. Работа последнего участка газопровода существенно отличается от работы других участков, так как носит резко выраженный нестационарный характер. Количество газа, поступившего в последний участок магистрального газопровода, не подвержено резким колебаниям, а отбор газа значительно изменяется, так как зависит от режима его потребления в городе. В ночное время наблюдается провал потребления. В результате из газопровода отбирается меньшее количество газа, чем его поступает. Количество газа, находящегося в последнем участке газопровода, увеличивается, и давление в нем растет. В периоды повышенного потребления и пиковых нагрузок, когда отбор газа оказывается больше поступления, используют аккумулированный газ. Газгольдерные станции, служащие для выравнивания часовой неравномерности потребления газа, в настоящее время не строят из-за их высокой стоимости и большой металлоемкости.

Для выравнивания сезонной неравномерности служат подземные хранилища газа. В качестве подземных хранилищ используют истощенные газовые и нефтяные месторождения. Если вблизи центров потребления газа такие месторождения отсутствуют, то хранилища сооружают в подземных водоносных пластах. Подземное хранение газа получило в мировой практике большое распространение. В Советском Союзе в настоящее время проводят большие работы по созданию подземных газохранилищ. Первое подземное газохранилище в нашей стране было создано в истощенной газовой залежи около Бугуруслана. Построены и строят газохранилища вблизи Москвы, Ленинграда, Минска, Киева, Ташкента и других городов. Подземное хранение значительно дешевле других способов хранения газа.

В качестве подземных хранилищ используют пласты пористых пород. Хорошим коллектором является пласт, имеющий пористость не менее 15%. Во избежание потерь газа выбранный коллектор должен быть герметичным. Наибольшее значение имеют плотность и прочность кровли пласта. Кровля, состоящая из плотных пластичных глин или крепких известняков и доломитов без трещин толщиной 5...15 м, обеспечивает должную герметичность, предотвращая утечку газа. Снизу на газ оказывает давление вода. Для облегчения закачки газа и его

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

извлечения коллектор хранилища должен иметь достаточную проницаемость.

Рабочая вместимость газохранилища определяется верхним и нижним пределами допустимых давлений. Максимально допустимое давление в подземном газохранилище зависит от глубины залегания пласта, плотности и прочности кровли и пород над хранилищем, геологических характеристик пласта и характеристик оборудования газохранилища. После извлечения газа из хранилища в нем остается определенный объем газа, который называется буферным, или подушечным. Он создает минимально необходимое давление, обеспечивающее экономичную работу хранилища.

Для создания подземных газохранилищ в пластах водонапорных систем используют купола или антиклинали, т. е. складки, которые имеют понижение слоев во всех направлениях от свода. Пласты должны быть герметичными. Газ закачивают в центральную часть купола, он вытесняет воду в специально пробуренные разгрузочные скважины, которые располагают в виде кольцевой батареи. При создании хранилищ целесообразно использовать упругие свойства жидкостей и горных пород. В этом случае газ закачивают в центральные скважины, а воду оттесняют вниз по падению пласта.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Раздел II
Распределительные системы газоснабжения

Глава 4
Городские системы газоснабжения

4.1. Схема городских систем газоснабжения

Современные городские распределительные системы представляют собой сложный комплекс сооружений, состоящий из следующих основных элементов: газовых сетей низкого, среднего и высокого давления, газораспределительных станций, газорегуляторных пунктов и установок. В указанных станциях и установках давление газа снижают до необходимой величины и автоматически поддерживают постоянным. Они имеют автоматические предохранительные устройства, которые исключают возможность повышения давления газа в сетях сверх нормы. Для управления и эксплуатации этой системы имеется специальная служба с соответствующими средствами, обеспечивающими возможность осуществлять бесперебойное газоснабжение.

Проекты газоснабжения областей, городов, поселков разрабатывают на основе схем перспективных потоков газа, схем развития и размещения отраслей народного хозяйства и проектов районных планировок, генеральных планов городов с учетом их развития на перспективу. Система газоснабжения должна обеспечивать бесперебойную подачу газа потребителям, быть безопасной в эксплуатации, простой и удобной в обслуживании, должна предусматривать возможность отключения отдельных ее элементов или участков газопроводов для производства ремонтных и аварийных работ. Сооружения, оборудование и узлы в системе газоснабжения следует применять однотипные. Принятый вариант системы должен иметь максимальную экономическую эффективность и предусматривать строительство и ввод в эксплуатацию системы газоснабжения по частям.

В настоящее время почти все города Советского Союза газифицированы, поэтому основной задачей при проектировании системы газоснабжения города встает ее реконструкция и развитие, соответственно развитию города и его промышленности. При решении этой задачи прежде всего необходимо выявить новую газовую нагрузку на перспективу в зависимости от схемы реконструкции городской застройки, принятых решений по их теплоснабжению, горячему водоснабжению и степени бытового обслуживания. После расчета новых нагрузок выявляются газопроводы, которые сохраняются в новой сети, проектируется новая сеть и определяются диаметры газопроводов. Здесь следует отметить, что с развитием города растет его система газоснабжения и к ней предъявляются более высокие требования по надежности функционирования, поэтому сети должны быть запроектированы со структурными и транспортными резервами, которые необходимо проверить расчетом.

Основным элементом городских систем газоснабжения являются газопроводы, которые классифицируют по

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

давлению газа и назначению. В зависимости от максимального давления газа городские газопроводы разделяют на следующие группы:

1) газопроводы низкого давления с давлением газа до 5 кПа (500 мм вод. ст. избыточных);

2) газопроводы среднего давления с давлением от 5 кПа до 0,3 МПа (до 3 кгс/см^2 избыточных);

3) газопроводы высокого давления II категории с давлением от 0,3 до 0,6 МПа (от 3 до 6 кгс/см^2 избыточных);

4) газопроводы высокого давления I категории для природного газа и газовоздушных смесей от 0,6 до 1,2 МПа (от 6 до 12 кгс/см^2 избыточных), для сжиженных углеводородных газов до 1,6 МПа (до 16 кгс/см^2 избыточных).

Газопроводы низкого давления служат для транспортирования газа в жилые, общественные здания и предприятия бытового обслуживания. В газопроводах жилых зданий разрешается давление до 3 кПа; в газопроводах предприятий бытового обслуживания непроизводственного характера и общественных зданий — до 5 кПа.

Газопроводы среднего и высокого (II категории) давления служат для питания городских распределительных сетей низкого и среднего давления через газорегуляторные пункты (ГРП). Они также подают газ через ГРП и местные газорегуляторные установки (ГРУ) в газопроводы промышленных и коммунальных предприятий. По действующим нормам максимальное давление для промышленных предприятий, а также расположенных в отдельно стоящих зданиях отопительных и производственных котельных, коммунальных и сельскохозяйственных предприятий допускается до 0,6 МПа. Для предприятий бытового обслуживания производственного характера, пристроенных к производственным зданиям, давление газа допускается до 0,3 МПа.

Городские газопроводы высокого (I категории) давления являются основными артериями, питающими крупный город, их выполняют в виде кольца, полукольца или в виде лучей. По ним газ подают через ГРП в сети среднего и высокого давления, а также промышленным предприятиям, технологические процессы которых нуждаются в газе давлением свыше 0,6 МПа.

Промышленные предприятия можно присоединять непосредственно к городским сетям высокого и среднего давления без головного ГРП на вводе, если это обосновано техническими соображениями и подтверждено технико-экономическим расчетом. Питание газом жилых и общественных зданий, а также предприятий бытового обслуживания непроизводственного характера от сетей среднего и высокого давления осуществляют только через ГРП.

Связь между газопроводами различного давления также осуществляется только через ГРП.

Современные схемы городских систем газоснабжения имеют ярко выраженную иерархичность в построении, которая увязывается с приведенной выше классификацией газопроводов по давлению. Верхний иерархический уровень составляют газопроводы высокого давления. Они составляют главный костяк городской газовой сети. Сеть высокого давления должна быть резервированная, лишь для небольших систем можно ограничиться тупиковыми схемами. Резервируют сети кольцеванием или дублированием с обязательной проверкой пропускной способности при наиболее напряженных гидравлических режимах. Сеть высокого давления гидравлически соединяется с остальной частью системы через регуляторы давления, оснащенные предохранительными устройствами, предотвращающими повышение давления после регуляторов. Таким образом, вся система разделяется на несколько иерархических уровней, на каждом уровне автоматически поддерживается максимально допустимое давление газа. С переходом на более низкий иерархический уровень давление газа снижается (дросселиру-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ется) на клапанах регуляторов, которые поддерживают давление после себя постоянным, но более сниженным соответственно нормам.

По числу ступеней давления, применяемых в газовых сетях, системы газоснабжения подразделяют на: 1) двухступенчатые, состоящие из сетей низкого и среднего или низкого и высокого (до 0,6 МПа) давления; 2) трехступенчатые, включающие газопроводы низкого, среднего и высокого (до 0,6 МПа) давления; 3) многоступенчатые, в которых газ подается по газопроводам низкого, среднего и высокого (до 0,6 и 1,2 МПа) давления. Помимо основного обстоятельства — необходимости иерархии в построении схемы — совместное применение нескольких ступеней давления газа в городах объясняется следующими причинами:

1) в городе имеются потребители, которые требуют различных давлений. Так, в жилых и общественных зданиях, у предприятий бытового обслуживания непроизводственного характера разрешают только низкое давление газа, а многим промышленным предприятиям необходимо среднее или высокое давление;

2) необходимость в среднем или высоком давлении возникает также вследствие значительной протяженности городских газопроводов, несущих большие нагрузки;

3) в центральных районах городов со старой застройкой ширина улиц и проездов небольшая и прокладка газопроводов высокого давления может оказаться неосуществимой. Кроме того, при высокой плотности населения из условий безопасности и удобства эксплуатации прокладка газопроводов высокого давления нежелательна;

4) шкафные газорегуляторные пункты, располагаемые на стенах общественных зданий непроизводственного характера и на стенах жилых зданий, разрешается присоединять к газопроводам с давлением до 0,3 МПа, т. е. к газопроводам среднего давления;

5) наличие нескольких ступеней давлений газа объясняется еще тем, что системы газоснабжения больших городов строили, расширяли и реконструировали в течение многих лет, и газопроводы в центральной части города были запроектированы на меньшие давления, чем те, которые разрешают в настоящее время.

Провести строгую классификацию городских газопроводов по назначению представляется задачей достаточно сложной, ибо структура и построение сетей в основном определяются иерархическими уровнями. Вместе с тем городские газопроводы можно разделить на следующие три группы:

1) распределительные газопроводы, по которым газ транспортируют по снабжаемой газом территории и подают его промышленным потребителям, коммунальным предприятиям и в районы жилых домов. Распределительные газопроводы бывают высокого, среднего и низкого давления, кольцевые и тупиковые, а их конфигурация зависит от характера планировки города;

2) абонентские ответвления, подающие газ от распределительных сетей к отдельным потребителям;

3) внутридомовые газопроводы, транспортирующие газ внутри здания и распределяющие его по отдельным газовым приборам.

Основные городские распределительные газопроводы высокого и среднего давления проектируют как единую сеть, подающую газ промышленным предприятиям, отопительным котельным, коммунальным потребителям и в сетевые ГРП. Проектирование единой сети экономически выгоднее, чем прокладка раздельной, что объясняется большей стоимостью прокладки параллельных газопроводов, чем одного газопровода, несущего ту же нагрузку. Кроме того, коммунальная и бытовая нагрузки являются относительно небольшими по сравнению с промышленной, и включение их в общий поток газа приводит лишь к небольшому увеличению стоимости сети.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Так, только для малых городов потребление газа на коммунально-бытовые нужды составляет примерно 40% общего годового расхода, а для средних, больших и крупных городов оно не превосходит 15...20% общего годового расхода.

Оценочные расчеты для малых городов дают увеличение стоимости сети, запроектированной для промышленных предприятий и коммунально-бытового сектора по сравнению со стоимостью сети только для промышленных предприятий на 21%, а при раздельной прокладке увеличение стоимости будет 86%, что в 4 раза превосходит увеличение стоимости сети высокого давления при пропуске через нее коммунально-бытовой нагрузки. Для средних, больших и крупных городов увеличение стоимости промышленной сети при использовании ее для газоснабжения селитебной территории составит 9%, а при раздельной прокладке — 59%.

Приведенные данные показывают экономическую эффективность проектирования единой распределительной сети высокого и среднего давления. Даже при выделении промышленной зоны часто целесообразно ее газопроводы соединять с городской сетью высокого давления, что существенно повышает надежность сети и незначительно увеличивает ее стоимость. Только для крупных промышленных объектов и электростанций может оказаться целесообразным проектировать специальные газопроводы.

На выбор системы газоснабжения города оказывает влияние ряд факторов, основные из которых: размеры города, особенности его планировки и застройки, плотность населения; число и характер промышленных потребителей и электростанций; наличие больших естественных или искусственных препятствий для прокладки газопроводов (рек, озер, железнодорожных узлов и пр.); перспективный план развития города. При проектировании системы газоснабжения разрабатывают ряд вариантов и производят их технико-экономические сравнения. Для строительства применяют наивыгоднейший вариант.

Для средних и небольших городов обычно принимают двухступенчатую систему с газопроводами высокого (до 0,6 МПа) и низкого давления. Если в центральной части города проложить газопроводы высокого давления оказывается невозможным, применяют трехступенчатую систему: высокое (до 0,6 МПа), среднее и низкое давление. В этом случае высокое давление заменяют средним только частично: в центральной, наиболее плотно застроенной и населенной части города. Выбор того или иного варианта определяют технико-экономическим расчетом.

Многоступенчатые системы газоснабжения с газопроводами давлением более 0,6 МПа применяют только в крупных городах и областных системах. Для крупных и средних городов сети проектируют кольцевыми, а для мелких городов как высокая ступень давления, так и низкая может быть запроектирована тупиковой. Диаметры распределительных газопроводов обычно изменяются в пределах 50...400 мм.

Газорегуляторные пункты располагают в отдельно стоящих зданиях с отоплением и вентиляцией, их удобно эксплуатировать и проводить ремонтные работы. Разработанные газорегуляторные пункты, располагаемые в специальных отапливаемых шкафах (ШРП), экономичнее стационарных ГРП старого типа. Но для эффективной эксплуатации ШРП необходима организация блочного ремонта с быстрой заменой отказавшего агрегата при любых, неблагоприятных атмосферных условиях. Но максимальное использование ШРП всегда дает экономический эффект, естественно, при правильно организованной их эксплуатации. Число ГРП определяют технико-экономическим расчетом. Газорегуляторные пункты располагают в центрах зон, которые они питают.

Трассы газопровода проектируют с учетом транспортирования потребителям газа кратчайшим путем, т. е.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

из условия минимальной протяженности сети. Точки встречи потоков газа назначают на границе зон соседних ГРП. Сети низкого давления состоят из кольцевых и тупиковых газопроводов и абонентских ответвлений. Основные газопроводы проектируют при разработке технического проекта, а ответвления—при рабочем проектировании. Плотность основных газопроводов принимают такой, чтобы длина абонентских ответвлений до вводов в здания была 50...100 м.

В городах и поселках, имеющих большую разность геодезических отметок, т. е. расположенных в холмистой и гористой местностях, при расположении ГРП и трассировке газопроводов необходимо учитывать гидростатическое давление. Если используемый газ легче воздуха, ГРП и основные линии распределительных газопроводов следует прокладывать по проездам с наименьшими геодезическими отметками. Жилые и общественные здания, коммунально-бытовые потребители, а также мелкие предприятия непосредственно присоединяют к распределительным сетям. Поэтому на вводах газопроводов в зданиях устанавливают только отключающие устройства.

В зависимости от характера планировки жилых массивов и плотности населения сети низкого давления выполняют из газопроводов, прокладываемых по проездам и улицам в виде сплошных кольцевых сетей, или из газопроводов, прокладываемых преимущественно внутри кварталов с закольцованными только основными линиями. Первая схема характерна для районов города со старой планировкой, когда кварталы имеют сплошную застройку по периметру и состоят из отдельных замкнутых владений. В этом случае газопроводы прокладывают по каждой улице, переулку и проезду; пересекаясь между собой они образуют кольца. От уличных газопроводов в каждое владение идут вводы.

Вторая схема свойственна городским районам с новой планировкой. Жилые здания располагают равномерно по всей площади микрорайонов с соблюдением необходимых разрывов, а отдельные микрорайоны группируют в жилые массивы. При такой планировке газопроводы прокладывают внутри микрорайонов. В большинстве случаев их проектируют тупиковыми, разветвленными. Закольцовывают только основные линии так, чтобы получить единую сеть с несколькими точками питания, число которых равно числу ГРП.

Для возможности отключения сетей низкого давления отдельных микрорайонов при производстве ремонтных работ на газопроводах устанавливают отключающие устройства. На газопроводах среднего и высокого давления отключающие устройства устанавливают так, чтобы можно было выключить из работы отдельные участки. Отключающие устройства устанавливают перед отдельными жилыми, общественными и производственными зданиями, наружными газопотребляющими установками и ГРП, на пересечениях водных преград, железнодорожных и автомобильных магистралей. Число отключающих устройств должно быть строго обоснованным и минимально необходимым для возможности оперативного управления распределительной системой при производстве ремонтных работ, реконструкциях, а также при необходимости аварийного отключения отдельных газопроводов. Каждое отключающее устройство характеризуется определенной вероятностью отказа в работе, что снижает надежность системы, но их наличие позволяет в аварийных ситуациях отключать меньше потребителей, что повышает надежность.

Принципиальная схема распределительной системы газоснабжения крупного города показана на рис. 4.1. Из магистральных газопроводов (МГ) газ через ГРС поступает в городские сети. Крупные города имеют несколько точек питания и несколько ГРС, что повышает надежность системы газоснабжения. Оптимальное число ГРС определяют технико-экономическим

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

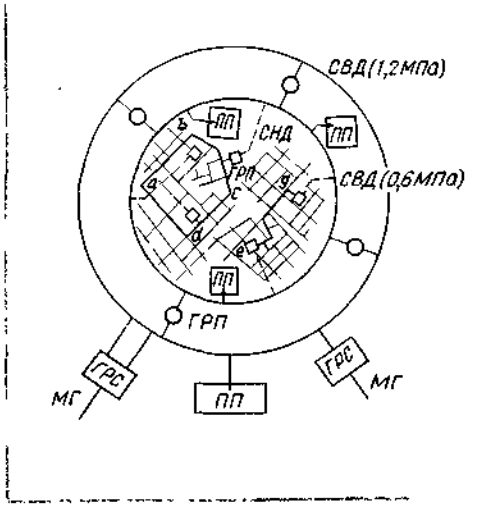


Рис. 4.1. Многоступенчатая система газоснабжения крупного города
СВД — сеть высокого давления, СНД — сеть низкого давления, ПП — промышленные предприятия

расчетом. Из ГРС в основное городское кольцо газ поступает по нескольким ниткам. Система газоснабжения многоступенчатая. Газ последовательно проходит по газопроводам высокого давления, поток газа дросселируется клапанами регуляторов, его давление снижается и он поступает в газопроводы более низкой ступени давления. На рис. 4.1 показана система газоснабжения, состоящая из трех ступеней давления, запроектированная из газопроводов высокого давления, допускающих давление величиной 1,2 МПа, газопроводов высокого давления, допускающих 0,6 МПа, и газопроводов низкого давления — до 3 кПа.

На схеме для большей наглядности газопроводы расположены последовательно, в действительности по одним и тем же улицам и проездам параллельно могут проходить газопроводы высокого и низкого давления или среднего и низкого давления. Это вызвано тем, что сети низкого давления охватывают всю селитебную территорию, является протяженными и для сокращения расхода металла их питают в нескольких точках через ГРП, а газ к ГРП поступает по газопроводам высокого или среднего давления. Чем глубже расположен ГРП, тем длиннее будет параллельная прокладка газопроводов. Необходимость в параллельной прокладке возникает также в тех случаях, когда в жилых районах имеются отопительные котельные (преимущественно домовые и квартальные) и промышленные предприятия. Это в основном относится к городским районам старой застройки. Жилые кварталы и микрорайоны новой застройки не имеют промышленных предприятий, а их теплоснабжение осуществляют от ТЭЦ или от крупны районных котельных, что сводит к минимуму параллельные прокладки газопроводов.

Подавляющее большинство промышленных предприятий можно присоединять к газопроводам как среднего, так и высокого давления, что исключает необходимость параллельной прокладки по улицам и проездам газопроводов высокого и среднего давления. Если в части города возможна прокладка газопроводов только среднего давления или она желательна из-за большого числа шкафных ГРП или комбинированных регуляторов давления, устанавливаемых на стенах жилых и общественных зданий, тогда в этой части проектируют газопроводы среднего давления, которые соединяют последовательно через головные ГРП (ГГРП) с сетью высокого давления, располагаемой в остальной части города. Газопроводы высоких давлений стараются прокладывать по окраинным районам города, где небольшая плотность населения и меньшее число подземных сооружений. Многоступенчатые системы являются экономичными системами, так как основные потоки газа транспортируют под высоким давлением, что приводит к сокращению металловложений в газовые сети. К сетям высокого или среднего давления присоединяют крупных потребителей. В жилых и общественных зданиях прокладывают

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

только газопроводы низкого давления.

Для повышения надежности газоснабжения сети кольцуют. Прежде всего следует кольцевать сети высокого и среднего давления, так как они являются главными городскими артериями. В сетях низкого давления целесообразно кольцевать только основные газопроводы, а второстепенные выполнять тупиковыми разветвленными. Для надежного газоснабжения в кольцевых сетях должен быть обеспечен резерв давления, а основные кольца желательно выполнять постоянного диаметра. Сети разных ступеней давления соединяют несколькими ГРП, что обеспечивает их резервирование. Сети низкого давления питают в нескольких точках, а по низкой ступени давления объединяют газопроводами: кольцевыми или лучевыми, участки которых имеют одинаковые диаметры (см. рис. 4.1, газопроводы *a*, *b*, *c*, *d*, *e*, *f*, *g*). Это резервирует точки питания со стороны низкой ступени давления: при выключении ГРП потоки газа от соседних ГРП будут направляться кратчайшим путем по этим газопроводам в зону действия отключенного ГРП. Такое решение газовой сети обеспечивает требуемую надежность и вместе с тем является экономичным, так как принято закольцовывание, не сплошное, а только магистральных линий.

В современных системах газоснабжения газопроводы низкого давления не представляют собой единую сеть, они расчленены на отдельные районы и микрорайоны. Такой принцип проектирования вытекает из того, что газопроводами низкого давления нецелесообразно пересекать большие естественные и искусственные препятствия (например, реки, овраги, железнодорожные узлы, автострады и т. д.). При распределении потока газа по сети низкого давления следует выделить главные магистральные линии и по ним направить основные транзитные расходы. Такое решение является более экономичным, так как в этом случае поток газа делится на малое число основных потоков, а не равномерно распределяется по всем газопроводам. Оптимальному распределению потока газа по двум параллельным линиям соответствует случай, когда весь поток идет только по одной короткой линии.

Наибольшая стоимость будет в том случае, если поток будет распределен равномерно по обеим параллельным линиям. Этот вывод справедлив и для нескольких параллельных линий. Кроме того, выделение главных магистральных линий из общей сети более технологично и удобно для эксплуатации, так как магистральные линии составляют кольцевой костяк системы и для повышения надежности газоснабжения за ними может быть установлен строгий контроль.

Второстепенные тупиковые газопроводы имеют местный характер, и перерывы в газоснабжении при ремонтных работах будут затрагивать небольшой круг потребителей, а сам ремонт можно произвести в достаточно короткое время.

Система газоснабжения, показанная на рис. 4.1, является надежной и гибкой в эксплуатации. В ней выдержан принцип многостороннего питания городских газовых сетей, кольцевание основных линий сетей. Предусмотрено выравнивание суточного графика и покрытие неравномерности потребления газа с помощью потребителей-регуляторов и использования в качестве аккумулирующих емкостей, концевых участков магистральных газопроводов.

4.2. Трубы, арматура и оборудование газопроводов

Для строительства газопроводов применяют стальные бесшовные, сварные прямошовные и спирально-шовные трубы. Трубы изготовляют из хорошо сваривающихся сталей, содержащих не более 0,25% углерода, не более 0,56% серы и не более 0,046% фосфора. Для систем газо-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

снабжения следует применять трубы, изготовленные, как правило, из углеродистой стали обыкновенного качества по ГОСТ 380—71* и качественной стали по ГОСТ 1050—74**.

В зависимости от расчетных значений наружных температур, способа прокладки (надземная, наземная, подземная), диаметра трубопровода и его назначения ГОСТы и СНиПы устанавливают нормы на материалы, которые возможно применять для изготовления труб и на способы их производства (бесшовные, горячедеформированные; электросварные прямошовные или со спиральным швом и др.). Сварные швы стальных труб должны быть равнопрочны основному металлу трубы.

Трубы подвергают гидравлическим испытаниям на заводах-изготовителях. Необходимое внутреннее давление при испытании определяют по формуле

$$p_и = 2\delta R / D_в,$$

где $p_и$ — испытательное давление, МПа; R — расчетное значение напряжения, принимаемое равным 85% предела текучести, МПа; δ, $D_в$ — соответственно минимальная толщина стенки и внутренний диаметр трубы, мм.

Минимальный условный диаметр для распределительных газопроводов принимают обычно равным 50 мм, а для ответвлений к потребителям — 25 мм. Толщина стенки трубы для подземных газопроводов должна быть не менее 3 мм, а для надземных — не менее 2 мм. Толщина стенок труб для подводных переходов должна быть на 2 мм больше расчетной, но не менее 5 мм. Для их строительства следует использовать длинномерные сварные трубы. Соединение труб осуществляют сваркой. Качество сварных стыков контролируют. У наружных газопроводов фланцевые соединения устанавливают для присоединения задвижек, кранов и другой арматуры. Для уплотнения применяют паронит, резину и другие материалы в соответствии со СНиП. Резьбовые соединения допустимы при установке кранов, пробок и муфт на гидрозатворах и сборниках конденсата, на надземных вводах газопроводов низкого давления в местах установки отключающих устройств и для присоединения контрольно-измерительных приборов.

На внутренних газопроводах резьбовые и фланцевые соединения устраивают в местах установки арматуры, газовых приборов и другого оборудования. Кроме указанных выше случаев резьбовые соединения могут быть применены при монтаже газопроводов низкого и среднего давления из узлов, заготовленных на заводах строительно-монтажной организации. Разборные соединения газопроводов должны быть доступны для осмотра и ремонта.

Для газоснабжения поселков и сельских населенных пунктов используют полиэтиленовые газопроводы с давлением газа до 0,3 МПа. Давление газа в межпоселковых газопроводах может быть до 0,6 МПа. Трубы допускается прокладывать только под землей на глубине не менее 1 м до верха трубы. Кроме того, СНиП 2.04.08—87 предусматривает другие ограничения, связанные с применением полиэтиленовых труб, которые следует выполнять при проектировании и строительстве. Для подземной прокладки газопроводов применяют полиэтиленовые трубы с маркировкой «газ», изготовленные в соответствии с действующими техническими условиями.

Трубы соединяют на сварке. Ответвления к пластмассовым газопроводам присоединяют с помощью стандартных фасонных частей, а также врезкой в стальные вставки, которые должны быть не более 1 м. Арматуру и конденсатосборники присоединяют также стальными вставками. Переходы газопроводов под железнодорожными и трамвайными путями, автомобильными дорогами, а также при пересечении сложных препятствий осуществляют из стальных труб.

Разъемные соединения полиэтиленовых труб, а также их соединение с арматурой, оборудованием и металлическими газопроводами целесообразно осуществлять с помощью фланцев, устанавливаемых в колод-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

цах. Соединения полиэтиленовых труб со стальными газопроводами высокого давления выполняют разъемными фланцами. Исследования разъемных соединений показали, что лучшие характеристики имеют фланцевые соединительные устройства заклинивающего типа (рис. 4.2).

Основным достоинством пластмассовых труб являются их высокая коррозионная стойкость, малая масса, легкая обработка труб и меньшее, чем у стальных, гидравлическое сопротивление (примерно на 20%). Вместе с тем пластмассовые трубы обладают меньшей механической прочностью, чем стальные (предел прочности при растяжении для полиэтиленовых труб 10...40 МПа), меньшей температуростойкостью и старением (т. е. ухудшением физико-механических характеристик со временем). Температурный предел применимости полиэтиленовых труб составляет —40 °С.

В качестве запорных устройств на газопроводах применяют краны и задвижки. Вентили из-за больших потерь давления нашли ограниченное применение только для газопроводов небольших диаметров при высоких давлениях газа, когда гидравлическое сопротивление запорного устройства не имеет существенного значения. Для газопроводов низкого давления в качестве отключающих устройств находят применение гидравлические затворы.

Краны обеспечивают бóльшую герметичность отключения, чем задвижки. Они являются надежными и быстродействующими устройствами. Вместе с тем с помощью кранов трудно обеспечить плавное регулирование потока газа. Задвижки имеют преимущество в плавной регулировке подачи газа, но недостаточно герметичны. Негерметичность задвижек объясняется тем, что поток газа постоянно омывает притертые поверхности и вызывает эрозию их, образуя различного рода неровности. Кроме того в нижней части корпуса задвижки, под затвором, могут скапливаться различные твердые частицы, пыль и грязь и препятствовать ее плотному закрытию. Учитывая изложенное, применение в качестве отключающих устройств кранов является предпочтительным.

Краны широко применяют для газопроводов малых диаметров. Их используют как для отключения газопро-

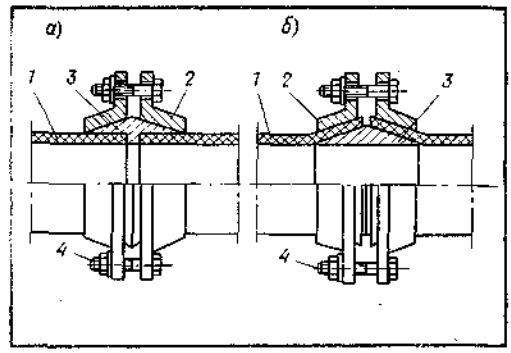


Рис. 4.2. Универсальное клиновое соединение (УКС)
а — конструкция для жестких труб; б — конструкция для полиэтиленовых труб; 1— соединяемые трубы; 2—конические фланцы; 3—уплотнительное кольцо; 4—соединительные болты

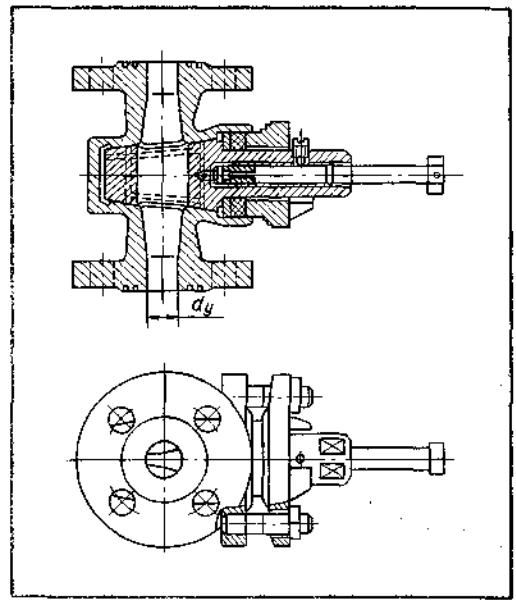


Рис. 4.3. Кран чугунный фланцевый со смазкой

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

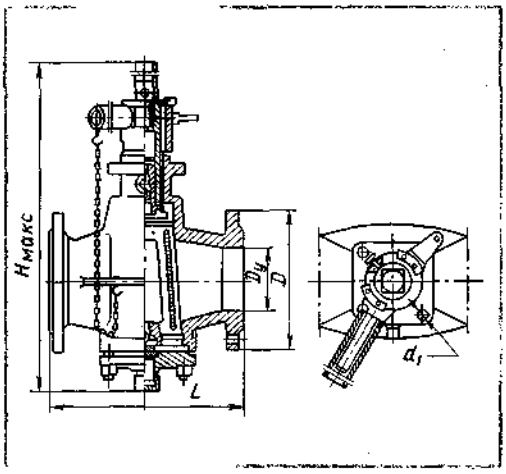


Рис. 4.4. Кран проходной со смазкой фланцевый, КСР на p_y= =1,6 МПа

водов, так и для регулирования потока газа, поступающего к горелкам. В зависимости от способа герметизации краны разделяют на натяжные и сальниковые. У натяжных кранов пробка прижимается к корпусу усилием, создаваемым гайкой, навинченной на хвостовик. У сальниковых кранов пробка прижимается давлением сальниковой буксы. Краны изготовляют из бронзы, латуни и чугуна. Бронзовые и латунные краны устанавливают в тех местах, где в процессе эксплуатации ими приходится часто пользоваться, чугунные и комбинированные краны — где ими пользуются редко. Сальниковые краны применяют на промышленных газопроводах.

В зависимости от способа присоединения краны разделяют на муфтовые, цапковые и фланцевые. Для возможности демонтажа муфтовых кранов на газопроводах устанавливают сгоны. Краны имеют диаметры условных проходов от 15 до 100 мм. Их рассчитывают на рабочее давление 0,01... 0,6 МПа. Для надземных и подземных газопроводов применяют краны со смазкой, чугунные при рабочем давлении до 0,6 МПа и стальные при большом давлении (до 6,4 МПа).

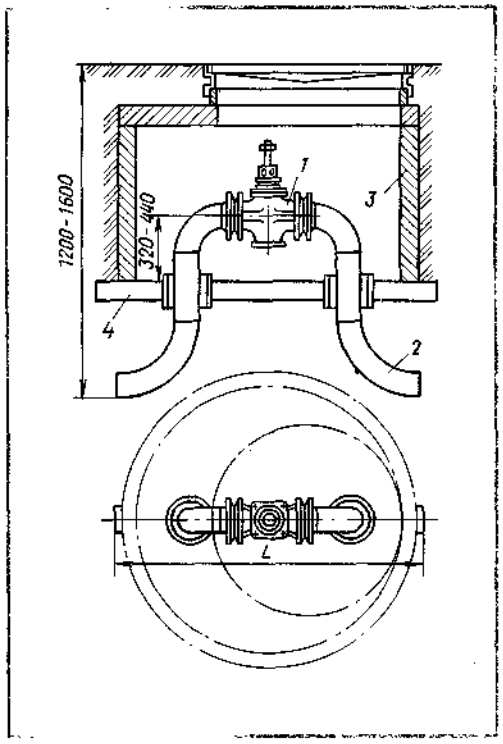


Рис. 4.5. Установка кранов D_y=25...100 мм в мелком железобетонном кольце
1 — кран проходной сальниковый фланцевый; *2* — отводы из бесшовных труб; *3* — железобетонный колодец; *4* — железобетонное днище

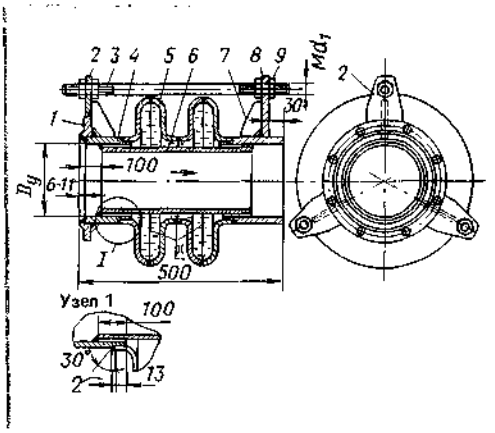


Рис. 4.6. Двухлизовый компенсатор с одним фланцем на p_y= =0,3 МПа
1 — фланец; *2, 8* — стойки; *3* — тяга; *4* — патрубок; *5* — полулиза; *6* — стакан; *7* — ребро; *9* — гайка

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

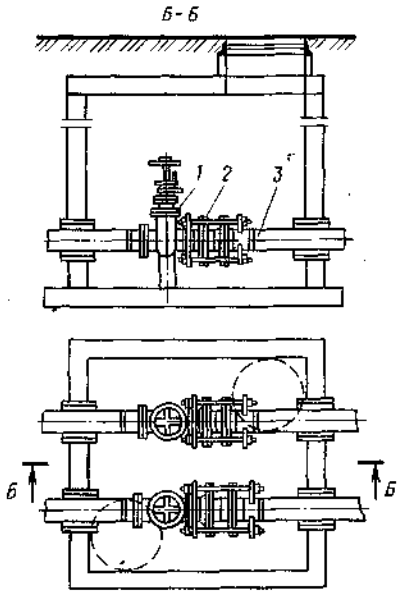


Рис. 4.7. Колодец железобетонный с установкой двух задвижек: D_{y1}=100...200, D_{y2}==200...400 мм

1— задвижка параллельная; *2*— компенсатор двухлинзовый; *3*— газопровод

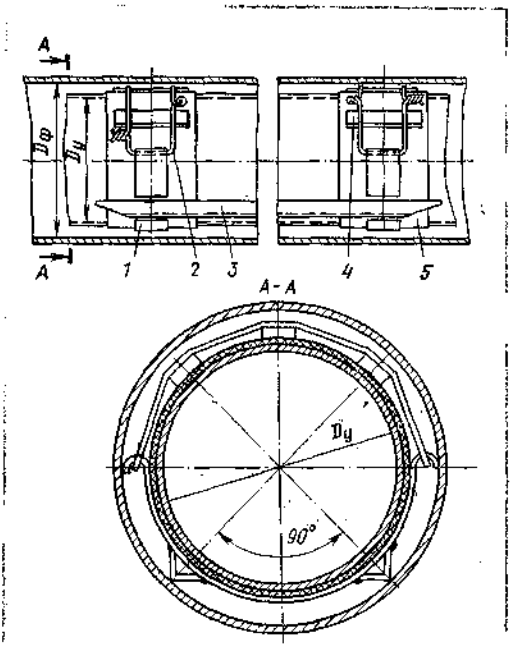


Рис. 4.9. Конструкция опоры газопроводов в футляре

1— скоба; *2*— крепежная проволока; *3*— полоз; *4*— планка; *5*— обертки из гидроизола, толя, рубероида и аналогичных материалов

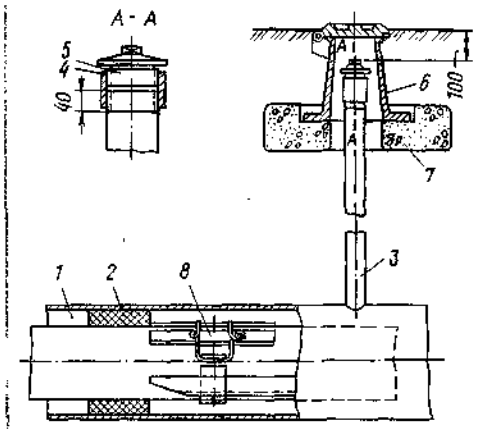


Рис. 4.8. Конструкция конца футляра

1— битумная эмаль; *2*— промасленная пенька; *3*— контрольная трубка ∅ 50 мм; *4*— муфта ∅ 50 мм; *5*— пробка; *6*—ковер малый; *7*—подушка под ковер; *8*—опора

Смазка обеспечивает герметичность затвора, повышает сопротивление коррозии, уменьшает износ уплотнительных поверхностей и облегчает поворачивание пробки. Смазку закладывают в канал, расположенный в хвостовике пробки. При ввертывании нажимного болта смазка поступает в специальные канавки, имеющиеся в пробке, и равномерно смазывает все уплотнительные поверхности. На рис. 4.3 показан чугунный фланцевый кран со смазкой. Такие краны изготовляют диаметром 25...100 мм. Они являются герметичными отключающими устройствами для городских и внутриобъектовых газопроводов.

Стальные краны типа КС (рис. 4.4) предназначены для установки на газопроводах и нефтепроводах. Они рассчитаны на давление 1,6; 4 и 6,4 МПа. Их выпускают в двух модификациях: с ручным приводом (КСР) диаметром 50...80 мм и с пневмоприво-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

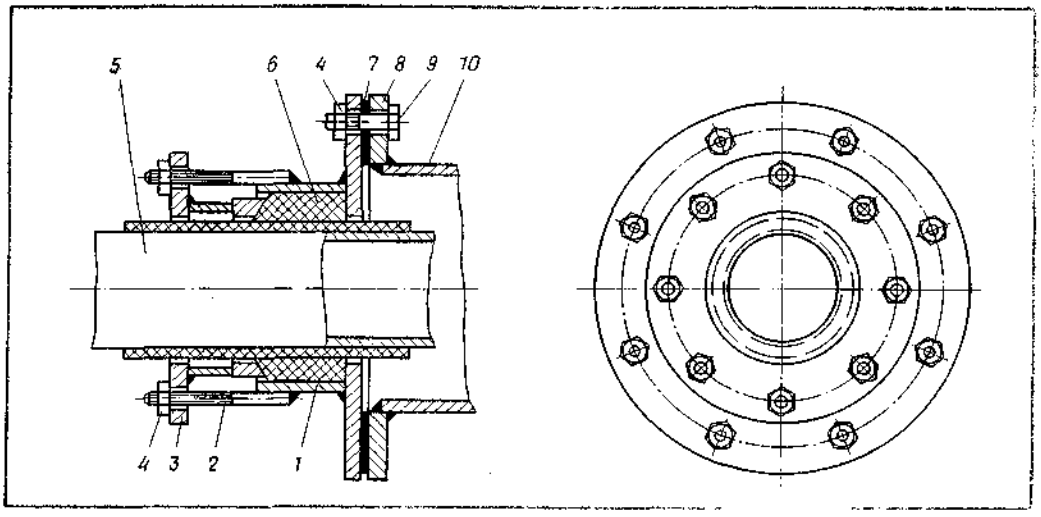


Рис. 4.10. Сальниковое уплотнение для футляра
1— корпус; *2*— шпилька; *3*— грундбукса; *4*— гайка; *5*— газопровод; *6*— набивка из промасленной пеньки или аналогичного материала; *7*— паронитовая прокладка; *8*— фланец; *9*— болт; *10*— футляр

дом (КСП) диаметром 50...100 мм. Существуют краны со смазкой, предназначенные для подземной установки без колодцев. Их выпускают диаметром 400, 500 и 700 мм и применяют для магистральных газопроводов.

Задвижки в качестве запорной арматуры используют на газопроводах всех давлений с диаметром 50 мм и более. Их используют также для регулирования подачи газа в горелки котлов и печей. При давлении газа до 0,6 МПа применяют чугунные задвижки, а при бо́льшем — стальные. Параллельные задвижки применяют для газопроводов с давлением до 0,3 МПа, а клиновые — для всех давлений. На газопроводах больших диаметров и при высоких давлениях газа используют задвижки, оборудованные редуктором с червячной передачей или электроприводом. Для облегчения подъема затвора задвижки имеют обводной трубопровод с краном для выравнивания давления по обе стороны затвора.

На подземных газопроводах отключающую арматуру устанавливают в колодцах. Колодцы выполняют из железобетона и кирпича. Они должны быть водонепроницаемыми. При подаче сухого газа для газопроводов небольших диаметров (25...100 мм) целесообразно использовать мелкие малогабаритные колодцы. Такие колодцы можно устанавливать в непучинистых или малопучинистых грунтах. На рис. 4.5 показана конструкция мелкого железобетонного колодца для установки кранов (D_y=25... 100 мм). Одним из достоинств мелких колодцев являются обслуживание и ремонт запорного органа с поверхности земли.

Задвижки устанавливают в колодцах с габаритами, обеспечивающими доступ обслуживающему персоналу. Для снятия монтажных напряжений с фланцев задвижки и температурных напряжений в колодце после задвижки по ходу газа устанавливают линзовый компенсатор. Наличие компенсатора облегчает монтаж и демонтаж задвижек в процессе эксплуатации. На рис. 4.6 показан двухлинзовый компенсатор, рассчитанный на давление до 0,6 МПа. Конструкция железобетонного колодца для установки задвижек (D_y=100...400 мм) показана на рис. 4.7. При устройстве колодцев в водонасыщенных грунтах применяют гидроизоляцию: наружные стены колодца оклеивают борулином, бризолом

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

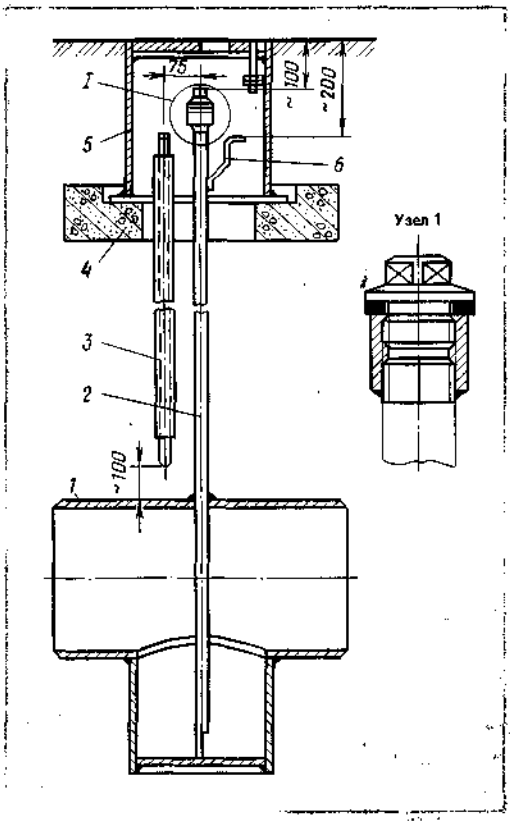


Рис. 4.11. Сборник конденсата для газопроводов D_y=200...600 мм осушенного газа низкого давления
1— корпус; *2*— труба для удаления конденсата; *3*— электрод заземления; *4*—подушка под ковер; *5*—ковер; *6*—контактная пластинка для замера разности потенциалов труба—грунт

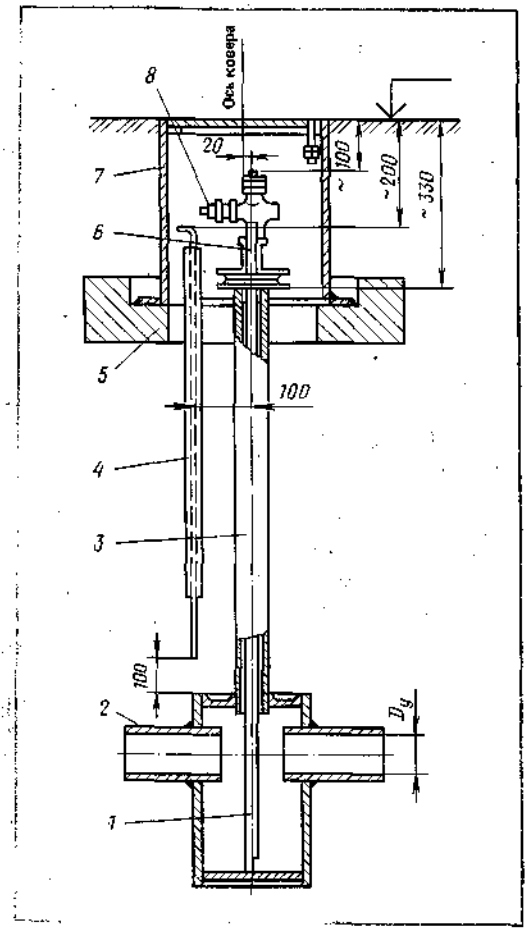


Рис. 4.12. Сборник конденсата для газопроводов D_y=50...150 мм осушенного газа высокого давления $p_y \leqslant$ ≤0,6 МПа
1—труба внутренняя в сборе; *2*—корпус; *3*—кожух из трубы 57×6; *4*—электрод заземления; *5*—подушка под ковер; *6*—пластина контактная для замера разности потенциалов; *7*—ковер большой; *8*—кран

или штукатурят водонепроницаемым цементом. При установке в колодце стальной задвижки допускается устраивать косую фланцевую вставку в качестве монтажного компенсирующего устройства. Отключающие устройства на газопроводах устанавливают в наземных шкафах и на стенах зданий.

При пересечении железных и шоссейных дорог, коллекторов и колодцев, при необходимости прокладки газопроводов в непосредственной близости от жилых и общественных зданий или на малой глубине ставят футляры. Их используют также при производстве работ закрытым способом. В этом случае футляр предварительно продавливают через грунт и укладывают в него газопровод. На рис. 4.8 показан футляр, предназначенный для газопроводов с давлением до 0,3 МПа при пересечении железных дорог, трамвайных путей и т. д. Футляр оборудуют контрольной трубкой, выводимой под ковер. С помощью трубок по наличию или отсутствию газа контролируют плотность газопровода. Конструкция опоры газопровода в футляре показана на рис. 4.9. При наличии блуждающих токов применяют диэлектрические опоры.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Футляры для газопроводов высокого давления имеют сальниковые уплотнения и трубопровод, отводящий газ из футляра в атмосферу при неплотности газопровода или при разрыве стыка. Этот трубопровод отводят от пересекаемого препятствия в безопасное место и оборудуют дефлектором. На рис. 4.10 показано сальниковое уплотнение для футляров.

При использовании влажного газа в нижних точках газопроводов устанавливают **сборники конденсата**. Их конструкция и размеры зависят от давления газа и количества конденсирующейся влаги. Конденсатосборники небольшой вместимости целесообразно устанавливать в условиях подачи осушенного газа. В этом случае конденсатосборники используют для удаления влаги, попавшей в газопровод при строительстве, при эксплуатационных промывках и т. д. Трубки конденсатосборников используют при продувках газопроводов и выпуске газа при ремонте.

Сборник конденсата для газопроводов низкого давления при использовании осушенного газа показан на рис. 4.11. Конденсат периодически удаляют через трубку с помощью насоса или вакуум-цистерны. На трубке имеется электрод для измерения разности потенциалов между трубой и землей. Сборник конденсата для газопроводов среднего и высокого давления показан на рис. 4.12. Трубку конденсатосборника располагают в футляре, она имеет вверху отверстие диаметром 2 мм. Такое устройство дает возможность выравнивать давления в трубке и газопроводе, поэтому конденсат не может подняться вверх по трубке, что исключает возможность его замерзания.

4.3. Устройство наружных газопроводов

На территории городов и населенных пунктов газопроводы прокладывают в грунте. Для газопроводов промышленных и коммунальных предприятий целесообразно предусматривать надземную прокладку по стенам и крышам зданий, по колоннам и эстакадам. Допускается надземная прокладка внутриквартальных (дворовых) газопроводов на опорах и на стенах зданий.

Подземные газопроводы. Газопроводы прокладывают по городским проездам. Рекомендуется предусматривать прокладку в технической зоне или в полосе зеленых насаждений. Газопроводы высокого давления следует прокладывать в районах с малой плотностью застройки и по проездам с малой насыщенностью другими подземными коммуникациями. Прокладка газопроводов по проездам с усовершенствованным дорожным покрытием, а также параллельно путям электрифицированных железных дорог на расстоянии менее 50 м не рекомендуется. Расстояния по горизонтали между подземными и другими сооружениями должны быть не менее величин, указанных в табл. 4.1. Расстояния, указанные в табл. 4.1, не распространяются на совместные прокладки газопроводов с другими коммуникациями в одной траншее.

На отдельных участках трассы газопровода, а также при прокладке между зданиями или под арками расстояния, приведенные в табл. 4.1, могут быть уменьшены. Уменьшение расстояний допустимо до 50% для газопроводов с давлением до 0,6 МПа при условии применения для этих участков бесшовных труб или электросварных труб со 100%-ным контролем сварных швов неразрушающими методами или электросварных труб, проложенных в футляре. Размеры участков выбирают из условия их выхода на 2 м с каждой стороны от зданий и сооружений. Расстояние от газопровода до стенок колодцев и камер подземных сооружений должно быть не менее 0,3 м. Допускается прокладка нескольких газопроводов в одной траншее. Расстояние между ними в свету должно быть принято достаточным для производства монтажа и ремонта трубопроводов.

При пересечении газопроводами

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 4.1. **Минимальные расстояния по горизонтали в свету между подземными газопроводами и другими сооружениями и коммуникациями, м**

Газопровод	Здания и сооружения (до обреза фундамента)	Железнодорожные пути	Трамвайные пути	Водопровод (стенки трубы)	Канализация, водосток (до стенки трубы)	Тепловая сеть (до начала стенки канала)	Силовые кабели до 35 кВ	Телефонные кабели		Деревья (до ствола)	Воздушные линии электропередачи (до фундамента опоры) различных напряжений	
								бронированные	в канализации		до 1 кВ	св. 1 до 35 кВ	св. 35 кВ
Низкого давления не более 5000 Па	2	3,8	2,8	1	1	2	1	1	1	1,5	1	5	10
Среднего давления 5000 Па — 0,3 МПа	4	4,8	2,8	1	1,5	2	1	1	1,5	1,5	1	5	10
Высокого давления 0,3—0,6 МПа	7	7,8	3,8	1,5	2	2	1	1	2	1,5	1	5	10
Высокого давления 0,6—1,2 МПа	10	10,8	3,8	2	5	4	2	1	3	1,5	1	5	10

различных давлений подземных инженерных сетей расстояние между ними по вертикали в свету должно быть не менее 0,2 м, при пересечении электрических сетей — в соответствии с указаниями ПУЭ.

Арматуру, устанавливаемую на газопроводах, следует располагать не ближе 2 м от края пересекаемых коммуникаций и сооружений.

При пересечении газопроводами каналов теплосети, коллекторов, тоннелей их прокладывают в футлярах, выходящих на 2 м с каждой стороны от наружных стенок пересекаемых сооружений, при этом должен быть обязательный контроль всех сварных стыков в пределах пересечения и по 5 м в стороны от наружных стенок неразрушающими методами. На одном конце футляра должна быть контрольная трубка. Глубина заложения газопроводов должна быть не менее 0,8 м до верха газопровода или футляра. Газопроводы, транспортирующие влажный газ, укладывают ниже зоны сезонного промерзания грунта с уклоном $\geqslant 0{,}002°$ и установкой конденсатосборников в низших точках.

Надземные газопроводы. Надземную прокладку газопроводов производят по наружным несгораемым покрытиям зданий, отдельно стоящим колоннам и эстакадам. По стенам газифицируемых жилых и общественных зданий допустима прокладка газопровода с давлением не более 0,3 МПа (исключая транзитную прокладку). Газопроводы высокого давления до 0,6 МПа можно прокладывать только по глухим стенам или над окнами верхних этажей производственных зданий. Газопроводы, проложенные по стенам здания, не должны нарушать архитектуру его фасада. Высоту прокладки принимают такой, чтобы газопроводы были доступны для осмотра и ремонта и чтобы была исключена возможность их повреждения. Минимальные расстояния от газопроводов, проложенных на опорах, до соседних зданий и сооружений, лимитированы СНиП 2.04.08—87 и изменяются от 1 до 40 м в зависимости от

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

типа сооружения и давления газа.

При пересечении надземных газопроводов с воздушными линиями электропередачи они должны проходить ниже линий электропередачи. На газопроводе должны быть предусмотрены ограждения для защиты от падения на него электропровода. Расстояние между газопроводом и линиями электропередачи, а также размеры ограждения принимают по ПУЭ. Возможна прокладка газопроводов на опорах и эстакадах совместно с трубопроводами другого назначения при условии обеспечения свободного осмотра и ремонта каждого из трубопроводов. Расстояния между газопроводом и трубопроводами при их совместной прокладке и пересечении принимают от 100 до 300 мм в зависимости от диаметра. Совместная прокладка газопроводов с электролиниями должна соответствовать ПУЭ.

Газопроводы, транспортирующие осушенный газ, можно прокладывать без уклонов. При транспортировании влажного газа газопроводы следует прокладывать с уклоном не менее 0,003°, а в низших точках предусматривать устройства для удаления конденсата (дренажные штуцера). Трубы и арматуру следует покрывать тепловой изоляцией. Надземные газопроводы следует проектировать с учетом компенсации температурных удлинений по фактически возможным температурным условиям. Если продольные деформации нельзя компенсировать за счет изгибов газопровода, предусмотренных схемой (за счет самокомпенсации), то следует устанавливать линзовые или П-образные компенсаторы. Сальниковые компенсаторы на газопроводах устанавливать нельзя.

Величину пролета между опорами стальных газопроводов, транспортирующих осушенный газ, определяют из условий прочности многопролетной балочной системы с учетом нагрузки от собственного веса, веса транспортируемого газа, снега или обледенения трубы, а также от воздействия внутреннего давления, ветрового давления, температуры и др. Для газопроводов, транспортирующих влажный газ, величину пролета между опорами определяют из условий прогиба газопровода, который должен быть не более $0{,}02D$. Методику расчета принимают такую же, как и для магистральных газопроводов.

Переходы газопроводов через естественные и искусственные препятствия. Переходы газопроводов через реки, каналы и другие водные преграды осуществляют подводными (дюкерами) и надводными (по мостам, эстакадам и др.) способами. *Подводные переходы* газопроводов при ширине водных преград при меженном горизонте 75 м и более выполняют в две нитки с пропускной способностью каждой 0,75 расчетного расхода газа. В одну нитку дюкер можно проектировать для закольцованных газопроводов, если при его отключении будет обеспечено снабжение потребителей газом. При ширине водной преграды менее 75 м вторую нитку прокладывают при неблагоприятных условиях по СНиП 2.04.08—87. Для тупиковых газопроводов к промышленным потребителям переход возможно прокладывать в одну нитку, если предприятия имеют резервное топливо.

Расстояние по горизонтали между дюкерами, надводными переходами и мостами по СНиП 2.04.08—87 в зависимости от характера реки, типа моста и расположения перехода выше или ниже моста должно составлять величину от 2 до 50 м. Расстояние между осями параллельных газопроводов на подводных переходах следует принимать не менее 30 м. При пересечении несудоходных рек, неподверженных размыву, а также при пересечении водных преград в пределах населенного пункта возможна укладка двух газопроводов в одну траншею, при этом расстояние между газопроводами в свету должно быть не менее 0,5 м.

Глубина заложения в грунт от верха забалластированного газопровода на переходах через судоходные реки

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

должна быть не менее 1 м, а через другие — не менее 0,5 м, ниже прогнозируемого дна. Подводные переходы следует выполнять из длинномерных труб и покрывать весьма усиленной изоляцией. Толщину стенки принимают на 2 мм больше расчетной, но не менее 5 мм. Для предотвращения всплытия газопровод, проложенный по дну реки или водоема, нагружают железобетонными грузами (балластом). При соответствующих условиях можно применять чугунные грузы. На обоих берегах перехода сооружают колодцы, в которых размещают задвижки. Вблизи каждого перехода устанавливают постоянные реперы. Через водные преграды с неустойчивым руслом и берегами, с высокими скоростями (более 2 м/с) течения воды, через глубокие овраги и балки целесообразно осуществлять надземные переходы. Их устраивают в виде шпренгельных, арочных и висячих систем, а также в виде эстакад.

Возможность прокладки газопроводов по железнодорожным и автомобильным мостам решается в соответствии с требованиями по проектированию мостов и трубопроводов по СНиП 2.05.03—84. Газопроводы, подвешиваемые к мостам, должны выполняться из стальных бесшовных или прямошовных труб, изготовленных электродуговой сваркой, и иметь компенсирующие устройства. Расположение газопроводов должно исключать возможность скопления газа в конструкциях моста.

Газопроводные переходы через железнодорожные, трамвайные пути и автомобильные дороги (I, II и III категорий) бывают подземные и надземные. При подземных переходах газопроводы укладывают в футляры, концы которых выводят на определенные расстояния по СНиП, например: от крайних рельсов железнодорожных путей не менее 10 м, от крайних рельсов трамвайных путей 2 м, от края проезжей части автомобильной дороги 3,5 м. Диаметр футляра принимают не менее чем на 100 мм больше диаметра газопровода. Газопровод в пределах футляра должен имет минимальное число сварных стыков, быть покрыт весьма усиленной изоляцией и уложен на центрирующие диэлектрические прокладки. Все сварные стыки в пределах футляра необходимо проверять физическими методами контроля, концы футляра уплотнять, а на одном из них устанавливать контрольную трубу, выходящую под защитное устройство.

Глубина укладки газопровода под магистральными железнодорожными путями должна быть не менее 1,5 м при производстве работ методом продавливания, считая от подошвы шпалы до верха футляра. Под трамвайными путями и железнодорожными ветками промышленных предприятий, а также под автомобильными дорогами глубину укладки следует принимать не менее 1 м. Высоту надземного перехода определяют с учетом обеспечения свободного передвижения транспорта и прохода людей. Так, в непроезжей части территории в местах прохода людей высота прокладки должна быть 2,2 м, а в местах пересечения автомобильных дорог —4,5 м, а при пересечении трамвайных и железнодорожных путей —5,6...7,1 м.

Установка отключающих устройств. Отключающие устройства на газопроводах устанавливают в следующих местах:

1) на распределительных газопроводах низкого давления для отключения отдельных микрорайонов, кварталов, группы жилых домов и на газопроводах среднего и высокого давления при отключении отдельных участков;

2) перед жилыми, общественными и производственными зданиями, наружными газопотребляющими установками, на пересечении водных преград, железных дорог общей сети и автомобильных дорог I и II категорий и ГРП.

Отключающие устройства допускается не устанавливать:

1) на выводе из ГРП при системах газоснабжения с одним ГРП;

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

2) перед ГРП предприятий, если отключающее устройство, имеющееся на отводе от распределительного газопровода, находится от ГРП на расстоянии не более 100 м;

3) на пересечении железнодорожных путей общей сети и автомобильных дорог I и II категории при наличии отключающего устройства на расстоянии от путей (дорог) не далее 1000 м, обеспечивающего прекращение подачи газа на участке перехода.

На наружных газопроводах отключающие устройства устанавливают в колодцах, наземных шкафах или оградах, а также на стенах зданий. На вводе газопровода в жилых и общественных зданиях отключающее устройство следует устанавливать на стене снаружи здания.

На подземных газопроводах отключающие устройства следует устанавливать в колодцах с линзовыми компенсаторами или косыми фланцевыми вставками. На газопроводах малого диаметра (d_y=100 мм) лучше применять гнутые или сварные П-образные компенсаторы. При стальной арматуре, присоединяемой к газопроводам на сварке, компенсаторы не устанавливают. Участки закольцованных распределительных газопроводов, проходящие по территории предприятий, должны иметь отключающие устройства вне их территории. При тупиковом газопроводе достаточна установка одного отключающего устройства перед территорией предприятия.

4.4. Защита газопроводов от коррозии

В зависимости от состава газа, материала трубопровода, условий прокладки и физико-механических свойств грунта газопроводы подвержены в той или иной степени внутренней и внешней коррозии. *Коррозия внутренних поверхностей труб* в основном зависит от свойств газа. Она обусловлена повышенным содержанием в газе кислорода, влаги, сероводорода и других агрессивных соединений. Борьба с внутренней коррозией сводится к удалению из газа агрессивных соединений, т. е. к хорошей его очистке. Значительно большие трудности представляет борьба с *коррозией внешних поверхностей труб*, уложенных в грунт, т. е. с почвенной коррозией. Почвенную коррозию по своей природе разделяют на химическую, электрохимическую и электрическую (коррозию блуждающими токами).

Химическая коррозия возникает от действия на металл различных газов и жидких неэлектролитов. Она не сопровождается превращением химической энергии в электрическую. При действии на металл химических соединений на его поверхности образуется пленка, состоящая из продуктов коррозии. Если образующаяся пленка не растворяется, имеет достаточную плотность и эластичность, а также хорошо сцеплена с металлом, то коррозия будет замедляться и при определенной толщине пленки может прекратиться. Химическая коррозия является сплошной коррозией, при которой толщина стенки трубы уменьшается равномерно. Такой процесс является менее опасным с точки зрения сквозного повреждения труб.

Коррозия металла в грунте имеет преимущественно *электрохимическую* природу. *Электрохимическая коррозия* является результатом взаимодействия металла, который выполняет роль электродов, с агрессивными растворами грунта, выполняющими роль электролита. Процесс электрохимической коррозии схематично показан на рис. 4.13. Металл, обладая определенной упругостью растворения, при соприкосновении с грунтом посылает в него свои положительно заряженные ионы. Электроны остаются в металле, и он приобретает отрицательный потенциал, а грунт (электролит) заряжается положительно, так как в нем накапливаются положительные ионы. В силу физико-химической неоднород-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ности металла и грунта вблизи участков, где протекает процес растворения металла (т. е. обладающих большей упругостью растворения), располагаются участки, характеризующиеся меньшей упругостью растворения. Первые становятся анодными зонами, а вторые — катодными. Катодный участок газопровода приобретает положительный потенциал по отношению к аноду. Электроны перетекают от анода к катоду по металлу трубопровода. В грунте происходит перемещение ионов: катионов (заряженных положительно) — к катоду, анионов (заряженных отрицательно) — к аноду.

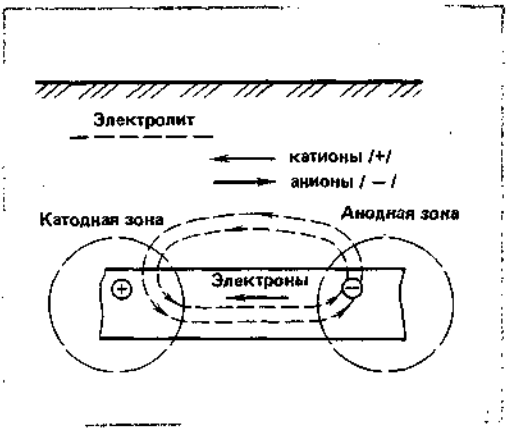


Рис. 4.13. Процесс электрохимической коррозии

Электрохимическая неоднородность расположенных рядом участков газопровода вызывает разность их электродных потенциалов. Нормальным электродным потенциалом называют разность потенциалов, которая возникает между металлом, погруженным в нормальный раствор (при концентрации 1 г·экв на 1 л) соли этого металла, и потенциалом нормального водородного электрода, условно принятым равным нулю. Все металлы можно расположить в электрохимический ряд напряжений по возрастанию их нормальных электродных потенциалов (в вольтах):

K^{+}	Mg^{++}	Al^{+++}	Zn^{++}	Fe^{++}	H^{+}	Cu^{++}	Au^{+++}
−2,92	−2,38	−1,33	−0,76	−0,44	0	+0,34	+1,7

Участки металла, обладающие более отрицательными электродными потенциалами, будут становиться анодами. Металл подвергается коррозии в анодных зонах и участках, так как в них ионы металла выходят в грунт.

Рассмотренный процесс электрохимической коррозии представляет собой работу гальванической пары. В реальных условиях, коррозия протекает значительно сложнее, так как на основной процесс накладывается ряд других физико-химических процессов. Потенциал металла по отношению к грунту зависит не только от его физико-химических свойств, но и от свойств грунта. Вследствие неоднородности грунта также возникают гальванические пары. Физико-химическая неоднородность близко расположенных участков металла приводит к образованию микропар. Если газопровод проходит через участки грунта, резко отличающиеся по своим свойствам друг от друга, то возникают гальванические элементы очень большой длины — в сотни и даже тысячи метров (макропары).

Электрохимическая коррозия имеет характер местной коррозии, т. е. такой, когда на газопроводах возникают местные язвы и каверны большой глубины, которые могут, развиваясь, превратиться в сквозные отверстия в стенке трубы. Местная коррозия значительно опаснее сплошной коррозии.

Электрохимическая коррозия возникает также при воздействии на газопровод электрического тока, который движется в грунте. В грунт токи попадают в результате утечек из рельсов электрифицированного транспор-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

та — их называют блуждающими. *Коррозию, возникающую под действием блуждающих токов, называют электрической* в отличие от электрохимической—гальванокоррозии.

Блуждающие токи, стекая с рельсов в грунт, движутся по направлению к отрицательному полюсу тяговой подстанции. В местах, где повреждена изоляция, они попадают на газопровод. Вблизи тяговой подстанции токи выходят из газопровода в грунт в виде положительных ионов металла. Начинается электролиз металла. Участки выхода тока из газопровода представляют собой анодные зоны, в которых протекает активный процесс электрокоррозии. Зоны входа постоянного тока в газопровод называют катодными. Электрическая коррозия блуждающими токами во много раз опаснее электрохимической коррозии. В городских условиях это наиболее распространенный вид коррозии.

Коррозионная активность грунта зависит от структуры, влажности, воздухопроницаемости, наличия солей и кислот, а также от электропроводности. Сухие грунты менее активно воздействуют на металл, чем влажные. С увеличением влажности грунта первоначально увеличивается и его коррозионная активность. Наибольшую активность имеет грунт при влажности 11...13 %. Увеличение влажности свыше 20...24 % приводит к снижению интенсивности коррозии. В водонасыщенных грунтах интенсивность коррозии будет минимальной, если вода, насыщающая грунт, сама не является агрессивной по отношению к металлу. При переменной влажности, когда возникают условия совместного воздействия влаги и кислорода, создается наиболее благоприятная среда для коррозии металла.

Городские грунты, засоренные сточными водами, имеющие разнородную структуру и включения различных предметов, являются коррозионно-активными. Заболоченные участки, торфянистые влажные почвы, участки грунта, находившиеся под отвалами шлаков, засоленные почвы также являются коррозионно-активными. Чистые пески менее опасны в коррозионном отношении.

При исследовании грунта учесть все указанные факторы весьма сложно, поэтому выбирают такую характеристику, которая в основном отражала бы основные факторы. Наиболее важным свойством грунта, поддающимся быстрому и относительно точному определению, является его удельное электрическое сопротивление, которое и рассматривают как основную характеристику его коррозионной активности. Электрическое сопротивление является функцией ряда других характеристик грунта: состава, концентрации растворенных веществ, влажности и др., поэтому оно связывает воедино ряд главнейших факторов, определяющих коррозионную активность грунта. Как показывает опыт, сопоставление электрометрических характеристик грунта с его коррозионной активностью, установленной осмотром стальных трубопроводов, дает хорошее совпадение результатов (около 80...90 %).

Для выявления коррозионного состояния подземного газопровода проводят электрические измерения, основными из которых являются определение потенциала газопровода по отношению к земле, а также направления и величины блуждающего тока, текущего по газопроводу. Потенциал газопровода по отношению к земле измеряют высокоомным вольтметром, который присоединяют к газопроводу и заземляющему электроду. При большой разности потенциалов используют стальной электрод, а при разности потенциалов меньше 1 В — неполяризующийся электрод. Участки газопровода, имеющие положительный потенциал по отношению к земле, являются опасными в коррозионном отношении.

Если среднее значение положительного потенциала газопровода по отношению к земле превышает 0,1 В, но не более 0,5 В, тогда электрическая защита газопровода должна быть введена в эксплуатацию в первый год после окончания строительства

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

газопровода. Если среднее значение положительного потенциала превышает 0,5 В, то защита газопровода должна быть сооружена до его сдачи в эксплуатацию, но не позднее чем через 6 мес после окончания строительства газопровода.

Измерение потенциалов газопровода относительно земли производят через каждые 200...300 м. Для измерений используют специальные контрольные пункты (рис. 4.14), а также места, где возможен доступ к газопроводу (задвижки, сборники конденсата, гидравлические затворы и др.). Контрольно-измерительные пункты устанавливают в местах пересечения газопроводов с рельсовыми путями электрифицированного транспорта и в местах перехода газопроводов через водные преграды шириной более 50 м.

Существующие методы защиты газопроводов от коррозии можно разделить на две группы: пассивные и активные. *Пассивные методы защиты* заключаются в изоляции газопровода. К изоляционным материалам, используемым для защиты газопроводов, предъявляют ряд требований, основные из которых следующие: монолитность покрытия, водонепроницаемость, хорошее прилипание к металлу, химическая стойкость в грунтах, высокая механическая прочность (при переменных температурах), наличие диэлектрических свойств. Изоляционные материалы не должны быть дефицитными.

Наиболее распространенными изоляционными материалами являются битумно-минеральные и битумно-резиновые мастики. В первом случае в качестве заполнителя к битуму добавляют хорошо измельченные доломитизированные или асфальтовые известняки, асбест или обогащенный каолин, во втором — резиновую крошку, изготовленную из амортизированных покрышек. Битумно-резиновая мастика обладает несколько большей прочностью, эластичностью и долговечностью. Для усиления изоляции применяют армирующие обертки из гидроизола, бризола или стекловолокнистого материала. Гидроизол представляет собой толстый лист из асбеста с добавлением 15...20 % целлюлозы, пропитанной нефтяным битумом. Бризол готовят на основе битума и дробленой старой вулканизированной резины.

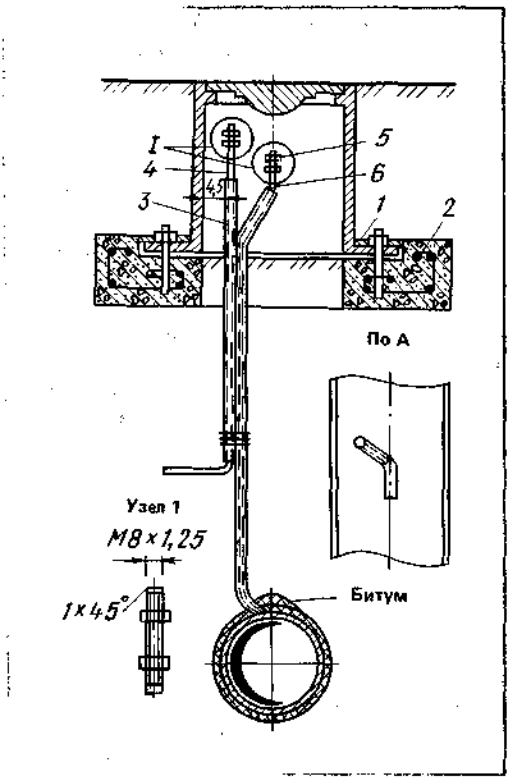


Рис. 4.14. Устройство контрольного пункта *1*— ковер; *2*— бетонная подушка под ковер; *3*— трубка; *4*— электрод заземления; *5*— гайки М8 с шайбой; *6*— контрольный проводник

Изоляцию газопровода производят в такой последовательности. Трубу очищают стальными щетками до металлического блеска и протирают. После этого на нее накладывают грунтовку толщиной 0,1...0,15 мм. Грунтовка представляет собой нефтяной битум, разведенный в бензине в отношении 1:2 или 1:3. Когда грунтовка высохнет, на трубопровод накладывают горячую (160...180° С) битумную эмаль. Эмаль накладывают в несколько слоев в зависимости от

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

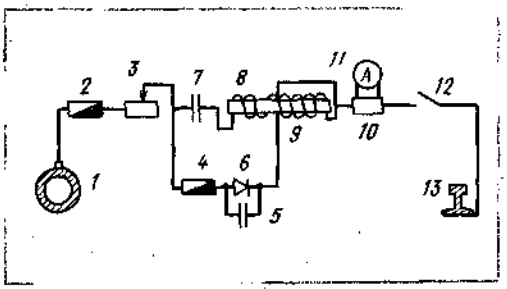


Рис. 4.15. Электрическая схема поляризованного дренажа
1— газопровод; *2*— предохранитель на 350 А; *3*— сопротивление; *4*— предохранитель на 15А; *5* и *7*— контакты; *6*— диод; *8*— дренажная обмотка; *9*— включающая обмотка; *10*— шунт амперметра; *11*— амперметр; *12*— рубильник; *13*— рельс

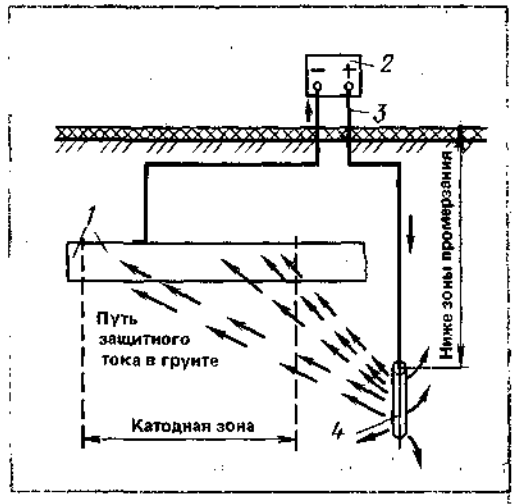


Рис. 4.16. Схема катодной защиты
1— защищаемый газопровод; *2*— источник постоянного тока; *3* — соединительный кабель; *4* — заземлитель-анод

требований, предъявляемых к изоляции. Снаружи трубу обертывают крафт-бумагой. В современных условиях все работы по изоляции труб механизируют.

В зависимости от числа нанесенных слоев эмали и усиливающих оберток изоляция бывает следующих типов: нормальная, усиленная и весьма усиленная. Нормальную изоляцию применяют при низкой коррозионной активности грунта, усиленную — при средней, в остальных случаях используют весьма усиленную изоляцию. Для защиты газопроводов применяют также пластмассовые пленочные материалы (ленты), покрытые подклеивающим слоем. Поливинилхлоридные и полиэтиленовые ленты выпускают толщиной 0,3...0,4 мм, шириной 100... 500 мм и длиной 100...150 м, намотанные в рулоны. Трубы очищают, покрывают грунтовкой, представляющей собой клей, растворенный в бензине, после чего обертывают изоляционной лентой. Для обертки труб используют специальные машины.

К активным методам защиты относят катодную и протекторную защиту и электрический дренаж. Основным методом защиты газопроводов от блуждающих токов является электрический дренаж. Он заключается в отводе токов, попавших на газопровод, обратно к источнику. Отвод осуществляют через изолированный проводник, соединяющий газопровод с рельсом электрифицированного транспорта или минусовой шиной тяговой подстанции. При отводе тока из газопровода по проводнику прекращается выход ионов металла в грунт и тем самым прекращается электрическая коррозия газопровода. Для отвода тока, как правило, используют поляризованный электродренаж. Он обладает односторонней проводимостью от газопровода к рельсам (минусовой шине). При появлении положительного потенциала на рельсах электрическая цепь дренажа автоматически разрывается.

Схема универсальной поляризованной дренажной установки показана на рис. 4.15. Если газопровод *1* имеет положительный потенциал по отношению к рельсу *13*, то электрический ток пойдет через предохранитель (на 350 А) *2*, сопротивление *3*, предохранитель (на 15 А) *4*, диод *6*, включающую обмотку *9*, шунт *10*, рубильник *12* и попадает на рельс *13*. Если разность потенциалов достигает 1...1,2 В, то контактор замкнет контакты *7* и *5* и элек-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

трический ток потечет по основной дренажной цепи через обмотку *8*, а по ответвлению к диоду — через шунтирующие контакты *5*. При снижении разности потенциалов до 0,1 В контакты разомкнутся и дренажная цепь разорвется. При отрицательной разности потенциалов (потенциал рельса больше потенциала трубы) диод *6* тока не пропустит. Все узлы дренажной установки размещают в металлическом шкафу. Одна дренажная установка может защитить газопровод большой протяженности, измеряемой несколькими километрами.

Для защиты газопроводов от почвенной коррозии применяют катодную защиту. При катодной защите на газопровод накладывают отрицательный потенциал, т. е. переводят весь защищаемый участок газопровода в катодную зону (рис. 4.16). В качестве анодов применяют малорастворимые материалы (чугунные, железокремниевые, графитовые), а также отходы черного металла, которые помещают в грунт вблизи газопровода. Отрицательный полюс источника постоянного тока соединяют с газопроводом, а положительный — с анодом. Таким образом, при катодной защите возникает замкнутый контур электрического тока, который течет от положительного полюса источника питания по изолированному кабелю к анодному заземлению, от анодного заземления ток растекается по грунту и попадает на защищаемый газопровод, далее он течет по газопроводу, а от него по изолированному кабелю возвращается к отрицательному полюсу источника питания. Электрический ток выходит из анода в виде положительных ионов металла, поэтому вследствие растворения металла анод постепенно разрушается. Электрический потенциал, накладываемый на газопровод, составляет 1,2...1,5 В. В зависимости от качества изоляции одна установка может защищать участок газопровода от 1 до 20 км.

При протекторной защите участок газопровода превращают в катод без постороннего источника

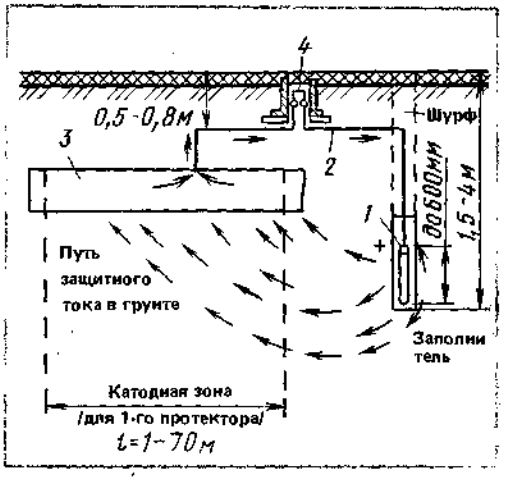


Рис. 4.17. Схема протекторной защиты
1— протектор; *2*— соединительные кабели; *3*— защищаемый газопровод; *4*— контрольный пункт

тока, а в качестве анода используют металлический стержень, помещенный в грунт рядом с газопроводом. Между газопроводом и анодом устанавливается электрический контакт. В качестве анода используют металл с более отрицательным потенциалом, чем железо (например, цинк, магний, алюминий и их сплавы). В образованной таким образом гальванической паре корродирует протектор (анод), а газопровод защищается от коррозии. На рис. 4.17 показана принципиальная схема протекторной защиты.

Для исключения возможности электрического контакта газопровода с заземленными конструкциями и коммуникациями потребителей на стояках вводов газопроводов устанавливают изолирующие фланцевые соединения. Их также устанавливают на надземных и надводных переходах газопроводов через препятствия и на вводах (и выводах) газопроводов в ГРС, ГРП и ГРУ. Фланцевые соединения на подземных газопроводах (в колодцах) должны быть зашунтированы постоянными электроперемычками. На изолирующих флан-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

цах электроперемычки должны быть разъемными с размещением контактных соединений вне колодцев. Для защиты надземных газопроводов от атмосферной коррозии на них наносят лакокрасочные покрытия.

Глава 5.
Потребление газа

5.1. Расчет годового потребления газа городом

Годовое потребление газа городом, районом города или поселком является основой при составлении проекта газоснабжения. Расчет годового потребления производят по нормам на конец расчетного периода с учетом перспективы развития городских потребителей газа. Продолжительность расчетного периода устанавливают на основании плана перспективного развития города или поселка. Все виды городского потребления газа можно сгруппировать следующим образом: а) бытовое потребление (потребление газа в квартирах); б) потребление в коммунальных и общественных предприятиях; в) потребление на отопление и вентиляцию зданий; г) промышленное потребление.

Расчет расхода газа на бытовые, коммунальные и общественные нужды представляет собой сложную задачу, так как количество газа, расходуемого этими потребителями, зависит от ряда факторов: газооборудования, благоустройства и населенности квартир, газооборудования городских учреждений и предприятий, степени обслуживания населения этими учреждениями и предприятиями, охвата потребителей централизованным горячим водоснабжением и от климатических условий. Большинство приведенных факторов не поддается точному учету, поэтому потребление газа рассчитывают по средним нормам, разработанным в результате анализа многолетнего опыта фактического потребления газа и перспектив изменения этого потребления.

Особенно трудно определить расход газа в квартирах. В нормах расхода газа учтено, что население частично питается в буфетах, столовых и ресторанах, а также пользуется услугами коммунально-бытовых предприятий. Годовые расходы газа на приготовление пищи и горячей воды в квартирах, а также на хозяйственно-бытовые и коммунальные нужды общественных зданий, предприятий общественного питания и коммунальных предприятий определяют по нормам СНиП 2.04.08—87, которые приведены в табл. 5.1. По СНиП, расход газа на приготовление пищи в квартирах при наличии централизованного горячего водоснабжения принимают равным 2800 МДж/(год·чел.). При отсутствии централизованного горячего водоснабжения и газового водонагревателя расход газа увеличивается (так как горячую воду приготовляют на плите) и составляет по нормам 4600 МДж/(год·чел.). Расход газа на приготовление пищи и горячей воды в газовом водонагревателе принимают равным 8000 МДж/(год·чел.).

В табл. 5.1 приведены нормы расхода газа по СНиП в МДж, отнесенные к потреблению одним человеком в год или условному показателю в год. Так, расход в квартирах дан в МДж в год на 1 чел. Потребление в учреждениях здравоохранения дано в МДж на 1 койку в год. Расход газа на стирку белья, мытье в банях, приготовление пищи в столовых и на выпечку хлеба при-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 5.1. **Нормы расхода газа (в тепловых единицах) на хозяйственно-бытовые и коммунальные нужды**

Потребитель	Показатель потребления газа	Норма расхода теплоты, МДж (тыс. ккал)
1. Жилые здания		
При наличии в квартире газовой плиты и централизованного горячего водоснабжения:	На 1 чел. в год	
при газоснабжении природным газом		2800 (660)
при газоснабжении сжиженным газом		2540 (610)
При наличии в квартире газовой плиты и газового водонагревателя (при отсутствии централизованного горячего водоснабжения):	То же	
при газоснабжении природным газом		8000 (1900)
при газоснабжении сжиженным газом		7300 (1750)
При наличии в квартире газовой плиты и отсутствии централизованного горячего водоснабжения и газового водонагревателя:	»	
при газоснабжении природным газом		4600 (1100)
при газоснабжении сжиженным газом		4240 (1050)
2. Предприятия бытового обслуживания		
Фабрики-прачечные:		
на стирку белья в немеханизированных прачечных	На 1 т сухого белья	8800 (2100)
на стирку белья в немеханизированных прачечных с сушильными шкафами	То же	12 600 (3000)
на стирку белья в механизированных прачечных, включая сушку и глаженне	»	18 800 (4500)
Дезкамера:		
на дезинфекцию белья и одежды в паровых дезкамерах	»	2240 (535)

Продолжение табл. 5.1

Потребитель	Показатель потребления газа	Норма расхода теплоты, МДж (тыс. ккал)
на дезинфекцию белья и одежды в горячевоздушных камерах	»	1260 (300)
Бани:		
мытье без ванн	На одну помывку	40 (9,5)
мытье в ваннах	То же	50 (12)
3. Предприятия общественного питания		
Столовые, рестораны, кафе:		
на приготовление обедов (вне зависимости от пропускной способности предприятий)	На 1 обед	4,2 (1)
на приготовление завтраков или ужинов	На 1 завтрак или ужин	2,1 (0,5)
4. Учреждения здравоохранения		
Больницы, роддома:		
на приготовление пищи	На 1 койку в год	3200 (760)
на приготовление горячей воды для хозяйственно-бытовых нужд и лечебных процедур (без стирки белья)	То же	9200 (2200)
5. Хлебопекарные и кондитерские предприятия		
Хлебозаводы и пекарни:		
на выпечку хлеба формового	На 1 т изделий	2500 (600)
на выпечку хлеба подового, батонов, булок, сдобы	То же	5450 (1300)
на выпечку кондитерских изделий (тортов, пирожных, печенья, пряников и т. п.)	»	7750 (1850)

Примечания: 1. Нормы расхода теплоты на жилые дома, приведенные в таблице, учитывают расход теплоты на стирку белья в домашних условиях. 2. При применении газа для лабораторных нужд школ, вузов, техникумов и других специальных учебных заведений норму расхода теплоты следует принимать в размере 50 МДж (12 тыс. ккал) в год на одного учащегося.

веден в МДж на единицу условного показателя. Такое разнообразие единиц измерения создает известные трудности при расчете годового потребления. Поэтому целесообразно методики расчета годового потребления рассмотреть отдельно для каждой группы потребителей.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Потребление газа в квартирах. Охват газоснабжением квартир для большинства городов близок к единице. Однако при наличии старого жилищного фонда, который нельзя газифицировать, или, наоборот, при наличии высоких зданий, оборудованных электроплитами, степень охвата газоснабжением квартир будет меньше единицы. Обозначим степень охвата населения города (района города) газоснабжением через $y_к$, тогда при общей численности населения $N_{чел}$ газом в квартирах будет пользоваться $y_к N_{чел}$. Годовой расход газа на приготовление пищи и горячей воды существенно зависит от системы горячего водоснабжения зданий. Обозначим долю людей, проживающих в квартирах, имеющих централизованное горячее водоснабжение, z_1; долю людей, проживающих в квартирах с горячим водоснабжением от газовых водонагревателей, z_2, и долю людей, проживающих в квартирах без горячего водоснабжения z_3. Тогда, для населения, пользующегося газом, можно написать

$$z_1+z_2+z_3=1.$$

Обозначим нормы расхода теплоты на одного человека в год в отмеченных выше типах квартир соответственно: $q_{к1}$, $q_{к2}$, $q_{к3}$, тогда общее годовое потребление газа в квартирах города (в МДж/год) определится выражением

$$Q_к=y_к N\,(q_{к1}z_1+q_{к2}z_2+q_{к3}z_3).$$

Потребление газа в предприятиях бытового обслуживания. При расчете потребления газа этими предприятиями учитывают расход газа на стирку белья, в дезкамерах и банях. Норма расхода теплоты на стирку белья отнесена к 1 т сухого белья, поэтому для расчета газа на стирку белья следует определить количество белья, стираемого в прачечных и в квартирах в течение года. В нормах СНиПа учтен расход теплоты на стирку белья *в домашних условиях, но количество* белья, стираемого в квартирах, не определено, поэтому при расчете расхода газа на прачечные прежде всего необходимо установить долю белья, стираемого в них, т. е. степень охвата прачечными населения города. Если принять, что прачечными пользуются $z_п N$ человек, тогда производительность будет равна $100(\frac{z_п N}{1000})$ т/ /год (норма накопления белья 100 т/ /1000 жителей).

При наличии в городе прачечных с различной степенью механизации количество белья следует разделить соответственно производительностям этих прачечных. Будем считать, что с учетом осреднения норм расхода теплоты, а также с учетом охвата прачечных газоснабжением $y_п$ удельный расход теплоты (в газе) на городские прачечные составит $q_п$ МДж/ /т.с.б., тогда расход газа на прачечные составит в МДж/год:

$$Q_п=100\,\frac{z_п y_п N}{1000}q_п.$$

При определении количества помывок в банях можно исходить из расчета 52 помывки в год одним человеком в банях или в ванных квартир. Если в банях моется $z_б N$ человек, а охват бань газоснабжением $y_б$, тогда годовой расход газа на бани в МДж/год) можно подсчитать по формуле:

$$Q_б=z_б\,y_б\,N\,52\,q_б,$$

где $q_б$ — норма расхода теплоты, МДж/одну помывку. При определении $z_б$ можно считать, что банями пользуются жители города, в квартирах которых нет ванн с некоторым увеличивающим коэффициентом.

При расчете годового расхода газа **на предприятиях общественного питания** учитывают их среднюю загрузку. Охват обслуживанием населения принимают $z_{п.оп}$=0,25...0,3 общей численности населения, считая при этом, что каждый человек регулярно пользующийся столовыми и ресторанами, потребляет в день примерно 1 обед и ужин (завтрак). Охват столовых и ресторанов газоснабжением $y_{п.оп}$ дается в задании на проектирование. Следовательно, общее количество газа, по-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

требляемого предприятиями общественного питания города, будет в МДж/год:

$$Q_{\text{п.оп.}}=360 z_{\text{п.оп.}} y_{\text{п.оп.}} N q_{\text{п.оп.}},$$

где $q_{\text{п.оп.}}$, МДж/обед+завтрак.

Потребление газа в учреждениях здравоохранения. При расходе газа в больницах следует учитывать, что их общая вместимость определяется из расчета 12 коек на 1000 жителей, поэтому общее число коек в больницах будет равно 0,012 N (где N — общая численность населения города). При оценке охвата больниц газоснабжением y_6 необходимо учитывать возможность работы столовых больниц на электрооборудовании, наличие централизованного теплоснабжения, возможность использования твердого или жидкого топлива для котельных больниц. Обозначим удельную годовую норму потребления теплоты больницами на приготовление пищи и горячей воды — $q_{\text{уз}}$ (МДж/год, одна койка), тогда общий расход газа больницами города будет, МДж/год:

$$Q_{\text{уз}}=\frac{12 y_6}{1000} N q_{\text{уз}}.$$

Расчет годового расхода газа для хлебозаводов и пекарен ведут в предположении, что объем суточной выпечки на 1000 жителей составляет 0,6... 0,8 т, следовательно, годовой объем будет равен (0,6...0,8) $\frac{365}{1000} N$ т/год. При расчете расхода газа также следует учитывать охват газоснабжением хлебозаводов и пекарен $y_{\text{х.п.}}$. Удельный расход теплоты следует принимать осредненным — $q^{\text{ср}}_{\text{х.п}}$ (МДж/т). Общий расход газа на хлебозаводы и пекарни будет, МДж/год:

$$Q_{\text{х.п.}}=(0{,}6...\,0{,}8)\,\frac{365}{1000}\, y_{\text{х.п.}} N q^{\text{ср}}_{\text{х.п.}}.$$

Годовые расходы газа на нужды предприятий торговли, предприятий бытового обслуживания населения (ателье, мастерскими, парикмахерскими, магазинами и др.) принимают в размере 5 % годового расхода газа на жилые дома.

В итоге следует отметить, что при расчете потребления газа городом должны быть увязаны не только каждый вид потребления по всем зданиям и сооружениям, где он имеет место (например, стирка белья в квартирах и прачечных, использование газа для нагрева воды в ваннах квартир или банях и т. д.), но и все виды энергии, используемые для каждого вида потребления (например, газ и электричество для приготовления пищи, газ, твердое и жидкое топливо для нагрева воды и т. д.).

Каждый город следует разделить на ряд районов, для которых основные характеристики, определяющие объемы потребляемого газа, будут примерно одинаковыми. Расчет производят для каждого района отдельно, в конце расчета составляют итоговую таблицу расчета по всему городу. Крупных потребителей, которые будут присоединены к сетям высокого (среднего) давления, но уже вошедших в отдельные виды потребления, выделяют в самостоятельную группу (бани, прачечные, хлебозаводы, крупные рестораны и т. д.). Число потребителей газа по районам города выявляют из анализа их населенности, этажности застройки и ее основных характеристик, числа и характеристики предприятий и учреждений городского хозяйства, наличия централизованного горячего водоснабжения, характеристики отопительных систем, топливного и теплового баланса города.

При проведении укрупненных расчетов потребления газа городом, например, при составлении проектов генеральных планов городов и населенных пунктов СНиП 2.04.08—87 допускает применять укрупненные показатели газопотребления в м^3/год на 1 чел. Величина укрупненных показателей в основном зависит от вида горячего водоснабжения. Рекомендуются следующие укрупненные нормы потребления газа в м^3 в год на 1 чел.: а) при наличии централизованного горячего водоснабжения —

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

100; б) при горячем водоснабжении от газовых водонагревателей — 250; в) при отсутствии всяких видов горячего водоснабжения — 125 (для сельской местности — 165). Нормы рассчитаны для газа с теплотой сгорания в 34 МДж/м^3 (8000 ккал/м^3).

Расход газа на отопление, вентиляцию и централизованное горячее водоснабжение жилых и общественных зданий определяют по удельным нормам теплопотребления.

Расход газа на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение промышленных предприятий принимают по соответствующим проектам. Годовой расход газа (КДж) на отопление и вентиляцию жилых и общественных зданий вычисляют по формуле

$$Q_{о.в.}=\left[24(1+K)\frac{t_{вн}-t_{ср.о}}{t_{вн}-t_{р.о}}+\right.$$

$$\left.+zK_1K\frac{t_{вн}-t_{ср.о}}{t_{вн}-t_{р.в}}\right]\frac{qFn_0}{\eta_о}, \qquad (5.1)$$

где $t_{вн}$, $t_{р.о}$, $t_{р.в}$, $t_{ср.о}$ — температура соответственно внутреннего воздуха отапливаемых зданий, расчетная наружная для проектирования отопления, расчетная наружная для проектирования вентиляции, средняя наружного воздуха за отопительный сезон, °С; K, K_1 — коэффициенты, учитывающие расходы теплоты на отопление и вентиляцию общественных зданий; при отсутствии данных соответственно принимаются равными 0,25 и 0,4; z — среднее число часов работы системы вентиляции общественных зданий в течение суток; при отсутствии данных принимается 16 ч; n_0 — продолжительность отопительного периода, сут; F — жилая площадь отапливаемых зданий, м^2; $\eta_о$ — КПД отопительной системы: для котельных η=0,8...0,85, для отопительных печей η=0,7...0,75; q — укрупненный показатель максимального часового расхода теплоты на отопление жилых зданий, кДж/ч на 1 м^2 жилой площади принимают по табл. 5.2.

Годовой расход газа (кДж) на централизованное горячее водоснабжение от котельных определяют по формуле

$$Q_{г.в}=24q_{г.в}N\left[n_0+(350-\right.$$

$$\left.-n_0)\frac{60-t_{хл}}{60-t_{хз}}\beta\right]\frac{1}{\eta_{г.в}}, \qquad (5.2)$$

где $q_{г.в}$ — укрупненный показатель среднечасового расхода теплоты на горячее водоснабжение, кДж/ч на 1 чел. (с учетом общественных зданий района), принимают по табл. 5.3 N — число жителей, пользующихся горячим водоснабжением; β — коэффициент, учитывающий снижение расхода горячей воды в летний период (при отсутствии данных принимают 0,8; для курортных и южных городов 1); $t_{хз}$, $t_{хл}$ — температуры водопроводной воды в отопительный и летний периоды, °С (при отсутствии данных соответственно принимают равными 5 и 15° С); $\eta_{г.в}$ — КПД котельной, равный 0,8...0,85.

Таблица 5.2. **Значения показателя q при разных наружных температурах**

Показатель	Расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления $t_{р.о}$, °С				
	0	−10	−20	−30	−40
Укрупненный показатель q, кДж/(ч·м^2)	335	461	544	628	670

Таблица 5.3. **Значения показателя $q_{г.в}$ средней нормы потребления горячей воды**

Показатель	Средние за отопительные периоды нормы расхода воды на горячее водоснабжение, л на 1 чел. в сут					
	80	90	100	110	120	130
Укрупненный показатель $q_{г.в}$, кДж/(ч·чел)	1050	1150	1260	1360	1470	1570

Пример 5.1. Определить годовое потребление газа городом (без промышленных предприятий) исходя из следующих данных. Площадь жилой застройки города 250 га, средняя плотность населения 380 чел/га. Для газоснабжения используют природный газ с теплотой сгорания $Q_н^с$=35840 кДж/м^3 и относительной плотностью по воздуху s=0,562.

Степень охвата городских потребителей газоснабжением принята следующая: 100 % населения расходует газ на приготовление пищи в квартирах; 20 % квартир имеют централизованное горячее водоснабжение; 30 % квартир оборудовано горячим водоснабжением от газовых водонагревателей; газифицированы мелкие отопительные установки жилых и общественных зданий в объеме 20 % общей отопительно-вентиляционной нагрузки; газифицировано 60 % предприятий бытового обслуживания, предприятий общественного питания, учреждений здравоохранения, хлебопекарен и

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 5.4. **Исходные данные для расчета**

№ п. п.	Потребитель	Охват обслуживанием z_i	Охват газоснабжением y_i	Норма расхода теплоты Q_i, МДж
1	Квартиры с централизованным горячим водоснабжением	$z_1=0,2$	$y_1=1$	$Q_1=2800$
2	Квартиры с газовыми водонагревателями	$z_2=0,3$	$y_2=1$	$Q_2=8000$
3	Квартиры без горячего водоснабжения	$z_3=0,5$	$y_3=1$	$Q_3=4600$
4	Предприятия общественного питания (обед+завтрак)	$z_4=0,25$	$y_4=0,6$	$Q_4=(4,2+2,1)\times 360=2268$

кондитерских предприятий. Средняя норма жилой площади на 1 чел. 9 м^2. Расчетная наружная температура для проектирования отопления $t_{р.о}=-25$ °С.

Решение. Годовое потребление газа городом рассчитаем отдельно для следующих видов потребления:

1) потребление в квартирах для приготовления пищи и горячей воды и мелкими потребителями, присоединяемыми к сетям низкого давления, и рассматриваемое как равномерно распределенная нагрузка. В данном примере к мелким потребителям отнесены предприятия общественного питания;

2) потребление крупными коммунальными потребителями: прачечными, банями; большими больницами, хлебозаводами. Этих потребителей рассматривают как сосредоточенные нагрузки и присоединяют к газопроводам среднего или высокого давления;

3) потребление газа на отопительно-вентиляционные нужды, расходуемого отопительными котельными.

Расчеты произведем по приведенной выше методике. Для облегчения расчетов по расходу газа первой группой потребителей составим программу для микрокалькулятора «Электроника МК 56».

1. Произведем расчет расхода теплоты на коммунально-бытовые нужды. Исходные данные сведены в табл. 5.4. Индексация показателей упрощена.

2. Произведем расчет расхода теплоты на 1 чел. (в МДж) на микрокалькуляторе. Программа расчета приведена в табл. 5.5.

Программа вводится в микрокалькулятор после нажатия клавиш В/О, *F* ПРГ. Исходная информация вводится после нажатия клавиш *F*, АВТ. Программа пускается нажатием клавиш В/О, С/П. Для численных значений параметров, приведенных в табл. 5.4 по результатам расчета на микрокалькуляторе, получен ответ — 5600,2 МДж — это годовое потребление теплоты, отнесенное к одному жителю

Таблица 5.5. **Программа расчета расхода теплоты на микрокалькуляторе**

Программа			Вводимые исходные данные
Адрес команды	Нажатая клавиша	Код операции	
00	П—x1	61	z_1, x—П1
01	В↑	0E	
02	П—x2	62	Q_1, x—П2
03	×	12	
04	x—П3	43	
05	П—x4	64	z_2, x—П4
06	В↑	0E	
07	П—x5	65	Q_2, x—П5
08	×	12	
09	П—x3	63	
10	+	10	
11	x—П3	43	
12	П—x6	66	z_3,x—П6
13	В↑	0E	
14	П—x7	67	Q_3, x—П7
15	×	12	
16	П—x3	63	
17	+	10	
18	x—П3	43	
19	П—x8	68	z_4, x—П8
20	В ↑	0E	
21	П—x9	69	y_4, x—П9
22	×	12	
23	П—x, a	6—	Q_4, x—П, a
24	×	12	
25	П—x, 3	63	
26	+	10	
27	С/П	50	

города. С учетом 5 % на нужды мелких предприятий получаем 5880 МДж.

Расчет потребления теплоты крупными потребителями. Эти расходы рассчитывают на микрокалькуляторе в автоматическом режиме:

1) потребление фабриками-прачечными. Норму принимаем 12 600 МДж на 1 т сухого белья. Будем считать, что в прачечных стирает 70 % населения, т. е. $z=0,7$, тогда:

$$Q_п = 100\,\frac{0,7\cdot 0,6\cdot 95\,000}{1000}\,12\,600 =$$

$$=50,27\cdot 10^6 \text{ МДж/год},$$

Здесь общая численность населения города $N=380\cdot 250=95\,000$ чел.;

2) потребление теплоты в банях. Принимаем, что в банях моется 50 % населения

$$Q_б = 0,5\cdot 0,6\cdot 95\,000\cdot 52\cdot 45 =$$

$$=60,69\cdot 10^6 \text{ МДж/год};$$

3) потребление теплоты в больницах

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$Q_{уз}=\frac{12\cdot 0{,}6\cdot 95\,000}{1000}(3200+9200)=$$

$$=8{,}48\cdot 10^6\ \text{МДж/год};$$

4) потребление теплоты хлебозаводами

$$Q_{х.п.}=0{,}7\ \frac{365}{1000}\ 0{,}6\cdot 95\,000\cdot 3000=$$

$$=43{,}68\cdot 10^6\ \text{МДж/год}.$$

Подсчитаем общий расход теплоты в газе, потребляемой в жилых домах и крупными коммунальными потребителями. Суммарные расходы газа приведены ниже:

Потребители	Годовой расход на город, тыс. МДж
Жилые дома	5,88·95 000=558 600
Прачечные	50 270
Бани	60 690
Больницы	8480
Хлебозаводы	43 680
Итого	721 720

Потребление теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение. Расход газа на отопление и вентиляцию жилых и общественных зданий определяем по формуле (5.1)

$$Q_{о.в}=\left[24(1+K)\ \frac{t_{вн}-t_{ср.о}}{t_{вн}-t_{р.о}}+\right.$$

$$\left.+zK_1K\ \frac{t_{вн}-t_{ср.о}}{t_{вн}-t_{р.о}}\right]\frac{qFn_0}{\eta}=$$

$$=\left[24(1+0{,}25)\frac{18+3{,}2}{18+25}+16\cdot 0{,}4\cdot 0{,}25\frac{18+3{,}2}{18+14}\right]\times$$

$$\times\ \frac{586\cdot 171\,000\cdot 205}{0{,}75}=434\cdot 10^6\ \text{МДж/год}.$$

Здесь $t_{р.в}=-14\ ^\circ\text{C}$; $t_{ср.о}=-3{,}2^\circ\text{C}$ $n_0=205$; $F=9\cdot 95\,000\cdot 0{,}2=171\,000\ \text{м}^2$ — площадь зданий, отапливаемых газом.

Определяем расход газа на централизованное горячее водоснабжение, считая, что оно осуществляется от котельных, по формуле (5.2)

$$Q_{г.в}=24q_{г.в}N\left[n_0+(350-n_0)\ \frac{60-t_{хл}}{60-t_{хз}}\beta\right]\frac{1}{\eta_{г.в}}=$$

$$=24\cdot 1470\cdot 0{,}2\cdot 95\,000\left[205+(350-205)\times\right.$$

$$\left.\times\ \frac{60-5}{60-15}\ 0{,}8\right]\frac{1}{0{,}75}=$$

$$=310\cdot 10^6\ \text{МДж/год}.$$

Здесь $q_{г.в}=1470$ взято из табл. 5.3 для нормы потребления горячей воды в 120 л/(чел.·сут).

Общий годовой расход теплоты городом составит

$$721\,720+434\,000+310\,000=$$
$$1\,465\,720\ \text{тыс. МДж/год}.$$

Если теплота сгорания газа $Q_н^s=36$ МДж/м^3, тогда

$$Q=\frac{1465\cdot 720\cdot 10^3}{36}=40{,}7\cdot 10^6\ \text{м}^3/\text{год}.$$

Удельный расход газа на одного жителя составит

$$\frac{40{,}7\cdot 10^6}{95\,000}=428\ \text{м}^3/(\text{год}\cdot\text{чел.}).$$

5.2. Режим потребления газа

Все городские потребители — бытовые, коммунальные общественные и промышленные — потребляют газ неравномерно. Потребление газа изменяется по месяцам года, дням недели, календарным дням, а также по часам суток. В зависимости от периода, в течение которого потребление принимают постоянным, различают: 1) *сезонную неравномерность*, или неравномерность по месяцам года; 2) *суточную неравномерность*, или неравномерность по дням недели, месяца или года; 3) *часовую неравномерность*, или неравномерность по часам суток или часам года. Режим расхода газа городом зависит от режима отдельных категорий потребителей и их удельного веса в общем потреблении.

Неравномерность расходования газа отдельными категориями потребителей определяется рядом факторов: климатическими условиями, укладом жизни населения, режимом работы предприятий и учреждений, характеристикой газооборудования зданий и промышленных цехов. В большинстве случаев теоретический учет влияния отдельных факторов на неравномерность потребления оказывается невозможным. Наиболее достоверный путь — это накопление и систематизация опытных данных в течение длительного периода. Только при достаточном количестве экспериментального материала можно говорить о надежных сведениях по режимам потребления.

Неравномерность потребления ока-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

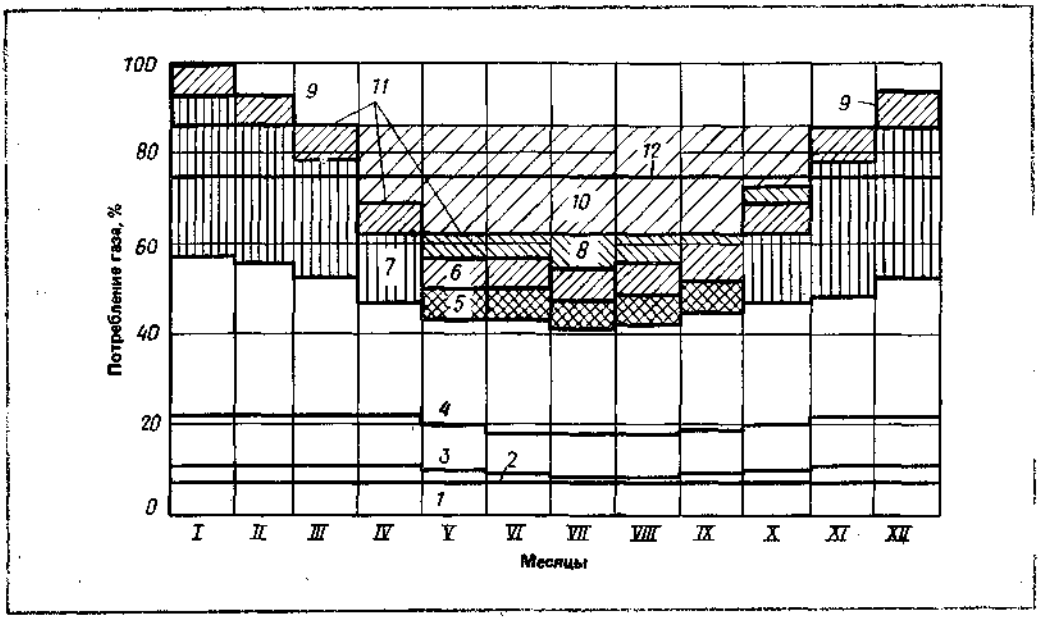


Рис. 5.1. Годовой график потребления
1— потребление газа как сырья для переработки; *2*— коммунально-бытовое потребление; *3*— потребление промышленными печами; *4*— потребление в котельных для выработки технологического пара; *5*— закачка газа в подземное хранилище; *6* и *8*— постоянное и сезонное потребление газа электростанциями; *7*— потребление газа котельными для выработки тепла на отопление зданий; *9*— отбор газа из подземного хранилища; *10* — неравномерность, покрываемая подачей магистрального газопровода; *11*—линия подачи газа магистральным газопроводом; *12*—средняя линия подачи газа

зывает большое влияние на экономические показатели систем газоснабжения. Наличие пиков и провалов в потреблении газа приводит к неполному использованию мощностей газовых промыслов и пропускной способности магистральных газопроводов, что повышает себестоимость газа. Выравнивание спроса и потребления газа приводит к необходимости строительства подземных хранилищ и к созданию потребителей — регуляторов, а следовательно, и к дополнительным капитальным вложениям в газотранспортные системы и во вторые топливные хозяйства потребителей. Эта противоречивость постановки задачи как всегда решается оптимизационным методом.

Режим потребления по месяцам года и сезонная неравномерность. Суммарные годовые графики потребления газа городами и экономическими районами являются основой для планирования добычи газа, а также для выбора и обоснования мероприятий, обеспечивающих регулирование неравномерности потребления газа. Решение проблемы неравномерности потребления позволяет обеспечить надежность газоснабжения и повысить экономическую эффективность газоснабжающих систем.

Знание годовых графиков газопотребления имеет большое значение и для эксплуатации городских систем газоснабжения, так как позволяет правильно планировать спрос на газ по месяцам года, определять необходимую мощность городских потребителей — регуляторов, планировать проведение реконструкций и ремонтных работ на газовых сетях и их сооружениях. Используя провалы потребления газа для отключения отдельных участков газопровода и газорегуляторных пунктов на ремонт, можно провести его без нарушения подачи газа потребителям.

На рис. 5.1 показан годовой гра-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

фик промышленного узла, включающего несколько городов. Из графика видно, что различные категории потребителей характеризуются и различной неравномерностью потребления газа. Из всех видов потребления наибольшей сезонной неравномерностью характеризуется отопительная нагрузка, которая изменяется соответственно температуре наружного воздуха. Зимой при низких температурах расход газа максимальный, а в летние месяцы газ вообще не потребляют. Коммунально-бытовое потребление газа характеризуется также значительной сезонной неравномерностью, но меньшей, чем отопительно-вентиляционная нагрузка. Вместе с тем доля коммунально-бытовой нагрузки в общем годовом потреблении невелика, поэтому в конечном итоге она незначительно сказывается на общей неравномерности.

Наиболее равномерно потребляют газ заводы, где его используют как сырье для дальнейшей переработки. Незначительной неравномерностью характеризуется также потребление газа промышленными печами. С небольшой неравномерностью потребляют газ и промышленные котельные, вырабатывающие пар для технологических нужд. Из общего расхода газа котельными примерно две трети расходуют на технологические нужды и одну треть — на отопление и вентиляцию. Примерно 35 % газа, расходуемого в промышленности, сжигают в промышленных печах, а 65 % — в промышленных котельных и на электростанциях.

На рис. 5.1 показаны закачка и отбор газа из газохранилищ, а также сезонное потребление газа электростанциями для выравнивания годового графика. Из рассмотрения графика можно сделать вывод, что неравномерности потребления газа различными категориями потребителей существенно отличаются друг от друга. Поэтому неравномерность графика в целом будет весьма значительно зависеть от доли в общем годовом расходе потребителей со значительной неравномерностью. Наибольшие колебания расхода по месяцам будут наблюдаться в городах, в которых потребление газа на отопление и вентиляцию зданий, а также населением составляет значительную долю общего расхода. В городах, где технологическое потребление имеет большой удельный вес, годовой график более равномерный.

Основное влияние на режим бытового потребления оказывают климатические условия. Понижение наружной температуры вызывает увеличение потребления газа. Это объясняется тем, что в зимние месяцы температура водопроводной воды значительно снижается и на ее нагрев расходуют больше теплоты. Кроме того, зимой больше пользуются горячей пищей, а численность населения города летом несколько уменьшается, так как некоторая его часть выезжает за город. Режим потребления по месяцам года на бытовые нужды (в квартирах), на учреждения коммунально-бытового обслуживания, столовые, хлебозаводы, бани и прачечные приведен в табл. 5.6.

Режим потребления газа на отопление и вентиляцию зданий зависит от климатических условий того района, где расположен город или промышленный узел. Количество потребляемого газа определяется наружной температурой. Отопительную нагрузку рассчитывают по формуле

$$Q = C\,(t_в - t_н)\,n\,,$$

где Q — количество газа, расходуемого на отопление и вентиляцию зданий в течение периода n; C — постоянная величина; $t_в$ — внутренняя температура; $t_н$ — наружная температура, средняя для периода n; n — число часов или суток стояния температуры $t_н$.

Внутреннюю температуру принимают постоянной и равной 18...20 °С. Средние температуры наружного воздуха определяют по климатологическим данным, которые получены в результате многолетних наблюдений (СНиП 2.01.01—82). Месячные расходы в процентах от годового расхода

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 5.6. **Расход газа по месяцам года, % годового потребления**

Потребитель	Месяц											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Квартиры жилых зданий	10,3	9,6	10	9,3	8,6	7	5	5,2	7	8,7	9,4	9,9
Учреждения коммунально-бытового обслуживания	10,6	9,6	9,8	9,2	9	7,8	4,6	4,8	7,9	8,8	8,9	9,6
Столовые и рестораны	9,5	8,6	9,5	8,6	8,2	7,7	6,8	6,8	7,7	8,5	8,6	9,5
Хлебозаводы и пекарни	10,2	8,7	9,8	8,7	7,6	7,2	6,4	6,6	7,1	8,5	8,8	10,4
Бани	11,5	10,4	10	9,2	6,6	6,1	5,4	4,9	6,1	8,2	9,6	12
Прачечные и дезинфекционные камеры	9,4	8,5	8,9	8,5	7,4	8	7,5	7,5	8,3	8,5	8,2	9,3

Таблица 5.7. **Расчет режима потребления газа на отопление для Москвы**

Показатель	Месяц							
	X	XI	XII	I	II	III	IV	V
Среднемесячные температуры	5	—1,6	—6,9	—9,4	—8,5	—3,6	4,9	12,5
Число отопительных дней в месяце	19	30	31	31	28	31	30	5
Месячный расход, % [по формуле (5.3)]	6	13,7	17,6	19,3	16,9	16,1	9,1	0,8

Примечание. Режим потребления газа в октябре и мае принят соответственно с 12 по 31-е и с 1 по 5-е число.

рассчитывают по формуле

$$q_м = \frac{(t_в - t_{ср.м}) n_м}{\sum (t_в - t_{ср.м}) n_м} 100, \qquad (5.3)$$

где $t_{ср.м}$ — среднемесячные температуры; $n_м$ — число отопительных дней в месяце.

Среднемесячные температуры для Москвы приведены в табл. 5.7 и произведены вычисления по формуле (5.3). Длительность отопительного периода 205 дней, $t_в = 20°C$.

По формуле (5.3) можно рассчитать график расхода газа на отопительные нужды в зависимости от длительности стояния наружных температур как для года, так и для каждого месяца. Для этого по климатологическим данным определяют продолжительность стояния интервалов температур. Для каждого интервала находят среднюю температуру $t_{ср.i}$ и по формуле определяют расход газа для i-го интервала:

$$Q_i = C(t_в - t_{ср.i}) n_i,$$

где n_i — длительность стояния интервала температур

Долю месячного расхода газа для интервала n_i определяют по формуле

$$q_i = \frac{(t_в - t_{ср.i}) n_i}{\sum (t_в - t_{ср.i}) n_i},$$

где q_i — доля месячного расхода газа; $q_i Q_м$ количество газа, потребляемого за период n_i.

После определения расходов газа для всех интервалов стояния температур $t_{ср.i}$ строят график расхода газа по продолжительности, располагая величину q_i в порядке возрастания величины $t_{ср.i}$. На основании данных расчета газа за январь, сведенных в табл. 5.8., для узла потребления, расположенного в районе Москвы,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 5.8. **Данные расчета графика расхода газа на отопление в зависимости от длительности стояния наружных температур.**

Интервалы температур, °С		Средняя температура интервала $t_{ср.i}$, °С	$(t_в - t_{ср.i})$, °С	Длительность стояния интервала температур n_i, сут	$(t_в - t_{ср.i})n_i$	$\frac{(t_в - t_{ср.i})n_i}{\Sigma(t_в - t_{ср.i})n_i}$	Количество газа, потребляемого в интервале температур, млн. м³
от	до						
—	—25	—25	43	1,1	47,3	0,055	5,5
—24,9	—20	—22,5	40,5	2,1	85	0,099	9,9
—19,9	—15	—17,5	35,5	4,6	163,3	0,191	19,1
—14,9	—10	—12,5	30,5	6	183	0,213	21,3
— 9,9	—5	— 7,5	25,5	7,6	193,8	0,277	22,7
— 4,9	0	— 2,5	20,5	7	143,5	0,168	16,8
0,1	+5	2,5	15,5	2,6	40,3	0,047	4,7
Итого	—	—	—	31	856,2	1	100

построен график (рис. 5.2). Расход газа на отопление за январь составил 100 млн.м³ при $t_в = 18$ °С, $t_{н.р} = -25$ °С.

Используя рассмотренную методику расчета отопительной нагрузки с учетом изменения наружной температуры воздуха в течение месяца можно более точно построить годовой график. Такой график будет отражать зимние пики расхода газа, связанные с понижением температуры во время морозов, покрыть которые представляет наибольшие трудности как для газовой промышленности, так и для городских газовых хозяйств. Годовой график потребления газа промышленным узлом показан на рис. 5.3. На графике дано более детальное разделение потребителей в зависимости от режимов потребления. Наряду с обычным разделением выделены отдельно потребители: 1) промышленные печи, расходующие 22,1 % газа; 2) котельные установки, технологическая нагрузка — выработка технологического пара, 29,8 %; 3) котельные установки, отопительная нагрузка 33,5 %; 4) электростанции и ТЭЦ 14,6 %. Выделение отопительной нагрузки от технологической имеет большое значение, так как эти виды потребления газа резко отличаются режимами. Режим потребления на графике осреднен для каждого месяца.

Используя изложенную выше методику, график был перестроен, что показано на рис. 5.4. Отопительная нагрузка представлена не постоянной в течение месяца, а переменной в зависимости от наружной температуры и длительности ее стояния в течение месяца. Как следует из графика, суточная неравномерность в зимний период при детальном его построении существенно возрастает.

Режим потребления газа промышленными предприятиями зависит от характера технологического процесса. Наиболее равномерно потребляют газ те крупные предприятия, в которых технологический процесс протекает непрерывно. Неравномерность потребления газа котельными зависит от соотношения теплоты, идущей на отопление и вентиляцию, и теплоты, расходуемой на технологические процессы. Первая статья расхода характеризуется значительной неравномерностью, а расходы по второй статье более равномерны. Но и в этом случае летом наблюдается снижение потребления вследствие повышения температур наружного воздуха и воды, а также сезонного сокращения производства.

Неравномерность потребления газа характеризуется двумя показателями: 1) количеством газа в долях от годового потребления, которое является избыточным по отношению к средней равномерной подаче газа или которого недостает в периоды превышения потребления над средней подачей $\alpha_{год}$ (объемный показатель); 2) максимальным значением коэффи-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

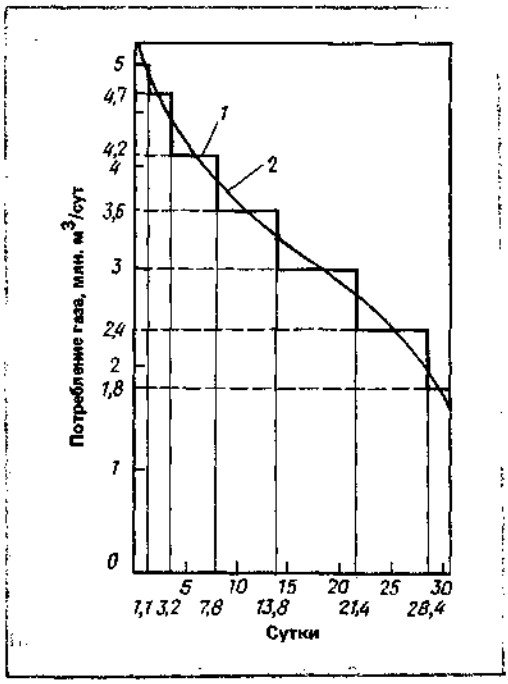


Рис. 5.2. Зависимость расхода газа на отопление от длительности стояния наружных температур для января (район Москвы)

1— кривая, построенная по интервалам температур; *2*—кривая при непрерывном изменении температур

Рис. 5.3. Годовой график потребления газа промышленного узла *1*— коммунально-бытовое потребление; *2*— плавильные печи; *3*— промышленные печи; *4*— котельные установки (технологическая нагрузка); *5*— котельные установки (отопительная нагрузка); *6* — электростанции (ТЭЦ)

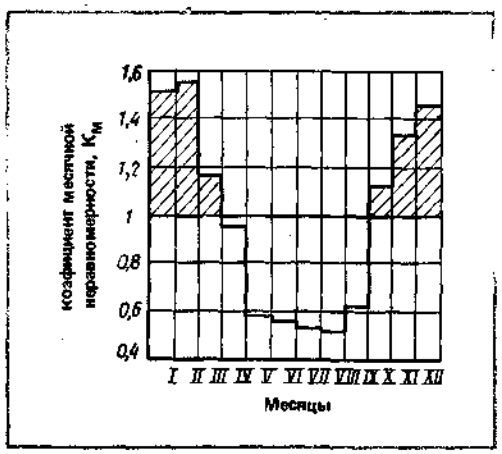
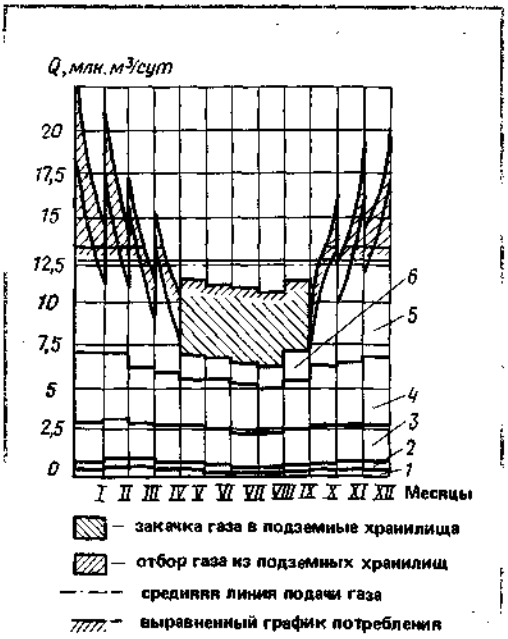


Рис. 5.4,а. Неравномерность потребления газа по годовому графику

Рис. 5.4. Годовой график потребления газа промышленным узлом с учетом суточной неравномерности отопительной нагрузки

1 — коммунально-бытовое потребление; *2*— плавильные печи; *3*— промышленные печи; *4*—котельные установки (технологическая нагрузка); *5*—котельные установки (отопительная нагрузка); *6*— электростанции (ТЭЦ)



Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 5.9. **Месячные коэффициенты неравномерности потребления газа**

Коэффициент неравномерности потребления газа	Месяц											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
$K_м$	1,509	1,545	1,185	0,952	0,592	0,575	0,536	0,525	0,618	1,185	1,336	1,459

циента сезонной неравномерности потребления газа $K_м^{макс}$ (мощностной показатель).

Коэффициент сезонной (месячной) неравномерности потребления газа $K_м$ определяют как отношение расхода газа за данный месяц к среднемесячному расходу за год. Однако такой метод недостаточно точен, так как число дней в месяце колеблется от 28 до 31. Для большей точности следует определить его как отношение среднесуточного расхода за данный месяц к среднесуточному расходу за год. В этом случае будет учтено различное число дней в месяцах.

Из табл. 5.6 для потребления газа в квартирах получаем следующие значения коэффициентов месячной неравномерности для I, II и VII месяцев:

$$K_м^{I}=\frac{10,3}{31}\cdot\frac{365}{100}=1,21;\quad K_м^{II}=\frac{9,6}{28}\cdot\frac{365}{100}=1,25;$$

следовательно, максимальной неравномерностью характеризуется февраль.

$$K_м^{VII}=\frac{5}{31}\cdot\frac{365}{100}=0,59.$$

Из сравнения максимального и минимального коэффициентов неравномерности следует, что потребление газа в квартирах летом уменьшается более чем в два раза. Рассчитаем коэффициенты неравномерности для каждого месяца для годового графика, показанного на рис. 5.3 без учета его выравнивания с помощью подземного хранилища. Результаты расчетов сведем в табл. 5.9.

По данным табл. 5.9. на рис. 5.4 построен годовой график потребления, на котором ординаты представлены в виде месячных коэффициентов неравномерности. Равномерная подача газа, при которой удовлетворено годовое потребление, соответствует $K_м=1$. Неравномерность потребления соответствует площади (заштрихованной) над средней линией подачи газа или равной ей площади (недостаток газа) под линией подачи.

Заштрихованная площадь равна

$$\sum_{K\geqslant 1} K_i n_i-\sum_{K\geqslant 1} n_i,$$

где K_i, n_i — соответственно коэффициент неравномерности и число дней в месяце i.

В расчете учитывают только месяцы, для которых $K>1$.

Общая площадь графика, соответствующая годовому потребления газа:

$$\sum_{1}^{12} K_i n_i=\sum_{1}^{12}\frac{Q_{ср.сут}^{мi}}{Q_{ср.сут}^{год}} n_i=365,$$

где $Q_{ср.сут}^{мi}$, $Q_{ср.сут}^{год}$ — соответственно среднесуточные расходы за i-тый месяц и за год.

Сезонную неравномерность потребления $\alpha_{год}$ рассчитывают по формуле

$$\alpha_{год}=\frac{\sum\limits_{K>1} K_i n_i-\sum\limits_{K>1} n_i}{\sum\limits_{1}^{12} K_i n_i}\,100\%. \qquad (5.4)$$

Если не учитывать разное количество дней в месяцах, считая их по длительности одинаковыми (что обычно обеспечивает достаточную точность), тогда расчетная формула примет следующий вид:

$$\alpha_{год}=\frac{\sum\limits_{K>1} K_i-N}{12}\,100\%, \qquad (5.5)$$

где N — число месяцев в году, для которых $K>1$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Рассчитаем по приближенной формуле (5.5) значение α по данным табл. 5.9 и графика рис. 5.5:

$$\alpha_{год}=\frac{(1{,}509+1{,}545+1{,}185+1{,}185+1{,}336}{12}$$

$$\frac{+1{,}459)-6}{100}=18{,}5\%,$$

Объемный показатель неравномерности $\alpha_{год}$ равен 12...15 %. Значение величины $\alpha_{год}$ зависит от удельного веса отопительной нагрузки в суммарном газопотреблении: чем больше доля отопительной нагрузки, тем больше $\alpha_{год}$.

Режим потребления газа по дням недели и суточная неравномерность. Колебания потребления газа по отдельным дням недели и месяца (суточные колебания) в основном зависят от следующих факторов: уклада жизни населения, режима работы предприятий, изменения температуры наружного воздуха. Суточные колебания, связанные с укладом жизни населения, примерно одинаковы для любой недели, за исключением тех, в которые попадают праздники. Недельный режим работы предприятий также достаточно стабилен. Третий фактор — изменения температуры наружного воздуха — учесть значительно сложнее, так как трудно прогнозировать изменение температур по дням недели и месяца. Вместе с тем максимальное значение коэффициента суточной неравномерности за месяц и отопительный период можно определить, используя климатологические наблюдения за продолжительный период времени. Такие данные приведены в СНиП 2.01.01—82.

Определим максимальное значение коэффициента суточной неравномерности отопительной нагрузки (для Москвы) для самого холодного месяца (января). По СНиП средняя температура января —9,4 °С, средняя температура наиболее холодных суток —32 °С, получим следующее значение $K^{макс}_{с.м.от}$

$$K^{макс}_{с.м.от}=\frac{t_в-t_{ср.сут}}{t_в-t_{ср.мес.}}=\frac{20-(-32)}{20-(-9{,}4)}=1{,}77.$$

Режим потребления газа на бытовые и коммунальные нужды в основном определяется укладом жизни населения. Здесь можно говорить о закономерности потребления газа по обычным дням недели или в предпраздничные и праздничные дни. Из наблюдений за потреблением газа в квартирах следует, что в течение первых четырех дней недели газ потребляют почти равномерно. В пятницу расход газа возрастает и достигает максимального значения в субботу. В воскресенье потребление газа снижается. Максимальные коэффициенты суточной неравномерности по дням недели примерно равны: для квартир, где газ используется только для приготовления пищи, $K^{макс}_{с.н}=1{,}2$; для квартир, где газ используется для приготовления пищи и горячей воды, $K^{макс}_{с.н}=1{,}25$.

Наибольшим потреблением газа характеризуются предпраздничные дни. Как показали наблюдения, максимальный суточный расход газа в квартирах за год приходится на 31 декабря. Соответствующие максимальные коэффициенты суточной неравномерности за год примерно равны: для квартир, где газ используется только для приготовления пищи при наличии центрального горячего водоснабжения, величина $K^{макс}_{с.г}=2$, и где газ используется на приготовление пищи и горячей воды, величина $K^{макс}_{с.г}=2{,}65$.

Значительной суточной неравномерностью потребления характеризуются бани, для которых величина $K^{макс}_{с.н}=1{,}82$. Максимальные коэффициенты суточной неравномерности для различных отраслей промышленности колеблются в пределах 1,1...1,2. Неравномерность потребления отдельными предприятиями может значительно превышать неравномерность для целой отрасли, так как график потребления отраслью сглаживает неравномерность отдельных предприя-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

тий. Так, у предприятия, работающего с выходными днями, потребление газа в выходной день значительно уменьшается или полностью прекращается, что значительно повышает недельную неравномерность.

Режим потребления газа по часам суток и часовая неравномерность. Городские газовые сети рассчитывают на максимальные часовые расходы газа, которые можно определить, только располагая достаточно надежными сведениями о часовых колебаниях потребления газа. Знание суточных графиков необходимо также для правильной эксплуатации газовых сетей и установок и расчета аккумулирующей емкости для выравнивания суточного графика.

Для всех городских потребителей характерна та или иная часовая неравномерность потребления газа в течение суток. Наибольшая часовая неравномерность наблюдается у бытовых и коммунальных потребителей. Расход газа на отопление и вентиляцию в крупных установках мало изменяется в течение суток (за исключением периодов резких похолоданий и потеплений). Мелкие установки, особенно отопительные печи периодического действия, потребляют газ в течение суток неравномерно. Режим потребления газа промышленными предприятиями в основном определяется числом рабочих смен. При трехсменной работе газ потребляют почти равномерно. С увеличением числа объектов, обслуживаемых газоснабжением, часовая неравномерность уменьшается. Суточный режим потребления газа квартирами зависит от уклада жизни населения, дня недели, календарного дня (праздничный, предпраздничный или рядовой день), а также от количества газифицированных квартир.

Суточный график потребления характеризуется двумя пиками — утренним и вечерним. Утренний пик приходится на 8...11 ч утра, причем в будни он попадает на более ранние часы, а в воскресные и праздничные дни — на более поздние. Вечерний пик приходится, на 18...21 ч. Суточные графики для рядовых дней недели близки по своему характеру, а графики субботних, воскресных, предпраздничных дней значительно отличаются от них. Суточные графики характеризуются теми же показателями, что и годовые: неравномерностью $\alpha_{сут}$ (объемный показатель) и максимальным значением коэффициента неравномерности $K_{ч.с}^{макс}$.

Неравномерность потребления равна такому количеству газа, которое, находясь в запасе, способно обеспечить нормальный режим использования газа потребителями при равномерной его подаче. Это количество газа равно необходимой аккумулирующей емкости, которая способна выравнивать график потребления. Неравномерность, или аккумулирующую емкость, определяют в долях от суточного потребления. Коэффициенты неравномерности определяют как отношение часового расхода газа к среднечасовому за сутки.

Максимальные коэффициенты часовой неравномерности потребления газа в течение суток в квартирах городов или поселков в зависимости от объема газоснабжения и характера газооборудования изменяются в пределах $K_{ч.с}^{макс}=1{,}6...2{,}2$. Для предприятий и учреждений коммунально-бытового и культурного обслуживания величина $K_{ч.с}^{макс}=2{,}62$. Значительной неравномерностью характеризуется потребление газа в банях, где $K_{ч.с}^{макс}=1{,}65$; в прачечных — $K_{ч.с}^{макс}=2{,}25$, и на печное отопление — $K_{ч.с}^{макс}=2{,}4$.

Аккумулирующая емкость, необходимая для выравнивания суточного графика потребления, определяется как доля суточного расхода. Среднечасовая подача, а также среднечасовой расход составляют $100/24=4{,}17$ % суточного. Предполагая подачу равномерной и сравнивая ее с потреблением, можно рассчитать необходимую аккумулирующую емкость. Порядок расчета проследим на примере.

Пример 5.2. Определить аккумулирующую

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 5.10. **Определение аккумулирующей емкости, необходимой для выравнивания суточного графика потребления газа**

Часы суток, ч	Поступление газа с начала счета, %	Расход газа, % от суточного потребления		Избыток или недостача газа, %
		за данный час	с начала счета	
0—1	4,17	3,1	3,1	1,07
1—2	8,34	2,6	5,7	2,64
2—3	12,5	2,5	8,2	4,3
3—4	16,67	2,2	10,4	6,27
4—5	20,84	2,5	12,9	7,94
5—6	25	2,7	15,6	9,4
6—7	29,17	3,5	19,1	10,07
7—8	33,34	5	24,1	9,24
8—9	37,5	5,2	29,3	8,2
9—10	41,67	5,2	34,5	7,17
10—11	45,84	5,4	39,9	5,94
11—12	50	5,2	45,1	4,9
12—13	54,17	4,9	50	4,17
13—14	58,34	5	55	3,34
14—15	62,5	4	59	3,5
15—16	66,67	5,2	64,2	4,47
16—17	70,84	4,7	68,9	1,94
17—18	75	5	73,9	1,1
18—19	79,17	5,2	79,1	0,07
19—20	83,34	5,4	84,5	—1,16
20—21	87,5	4,7	89,2	—1,7
21—22	91,67	4,2	93,4	—1,73
22—23	95,84	3,5	96,9	—1,06
23—24	100	3,1	100	0
———	———	100	———	———

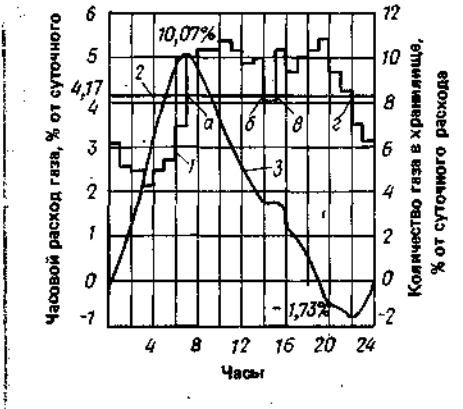


Рис. 5.5. График потребления газа и работы газохранилища
а, б, в, г — моменты времени, когда подача газа равна потреблению; *1* — суточный график потребления газа; *2* — график подачи газа; *3* — количество газа, которое должно находиться в хранилище

емкость для выравнивания суточного графика потребления газа для Москвы; исключая электростанции. Данные по суточному графику приведены в гр. 3 табл. 5.10.

Решение. Все расчеты сводим в табл. 5.10. В графе 2 дано количество газа, поданного в город с начала счета, а в графе 4 — количество газа, израсходованного городом также с начала счета. Разность этих величин, приведенная в графе 5, дает количество газа, подлежащего хранению.

Объем хранилища, обеспечивающего выравнивание суточного графика или неравномерность потребления, определяем из графы 5; $10{,}07-(-1{,}73)\approx 12$ % суточного потребления. Таким образом, величина $\alpha_{сут}=0{,}12$. Наличие отрицательных значений в графе 5 (см. табл. 5.10) связано с выбором начала счета. При составлении таблицы, начиная с 22 ч, отрицательных значений не будет.

На рис. 5.5 построены график потребления газа по часам суток и кривая, характеризующая количество газа, которое должно находиться в хранилищах. Подача газа равномерная и изображена горизонтальной линией (4,17 %). В периоды, когда подача больше потребления (например, с 0 до 7 ч) количество газа в хранилище увеличивается. Максимум ладает на тот час, когда подача равна потреблению. В периоды, когда потребление больше подачи (например, с 7 до 14 ч), количество газа в хранилище уменьшается. Минимум совпадает с часами равенства подачи и потребления.

5.3. Регулирование неравномерности потребления газа

Для регулирования сезонной неравномерности газопотребления применяют следующие способы: 1) подземное хранение газа; 2) использование потребителей-регуляторов, которым сбрасывают излишки в летний период; 3) резервные мощности промыслов и газопроводов. В результате технико-экономического анализа определяют оптимальный состав средств регулирования неравномерности газопотребления.

Магистральные газопроводы обычно проектируют с коэффициентом загрузки годового графика $K_з=0{,}85$. Это значит, что фактическое количество газа, подаваемого за год по газопроводу, составляет 85 % максимально возможного количества или производительности магистрального газопровода. Следовательно, после

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

выравнивания годового графика потребления газа городом или промышленным узлом с помощью подземных хранилищ и потребителей регуляторов его степень заполнения должна быть не менее 0,85, т. е. незаполненная часть графика, считая, что его общая площадь определена по максимальной подаче газа, должна быть не более 15 %. Превышение линии максимальной подачи газа над средней линией годового графика в долях от пропускной способности магистрального газопровода составляет величину, равную $1-K_з$. Это справедливо в том случае, если при использовании всех средств регулирования, включая резервные мощности магистрального газопровода, годовой график будет полностью зарегулирован, а пропускная способность магистрального газопровода будет равна максимальному месячному потреблению.

При регулировании неравномерности годового графика сначала выявляют возможную степень его выравнивания путем использования подземных хранилищ. В периоды наименьшего потребления (провалов) газ закачивают в хранилища, в результате увеличивается суммарное потребление, а в месяцы наибольшего потребления газ отбирают из хранилищ и тем самым уменьшают максимум подачи газа магистральным газопроводом. Степень выравнивания графика с помощью подземных хранилищ (см. рис. 5.1) показана штриховкой: закачка газа — в клетку *5*, а отбор газа — обведенным контуром.

Если емкость хранилища ограничена, тогда используют *потребителей-регуляторов*. С помощью этих потребителей можно заполнить только провалы потребления в графике путем подачи потребителям-регуляторам излишков газа. Так как зимой потребители-регуляторы работают на другом топливе, поэтому с их помощью уменьшить максимумы потребления нельзя. Следовательно, максимальная пропускная способность магистрального газопровода должна быть равна максимальному месячному потреблению после уменьшения максимумов подземными хранилищами. На рис. 5.1 выравнивание графика этими потребителями показано площадью *8*. В качестве потребителей-регуляторов используют электростанции, котельные цехи которых имеют двойное топливоснабжение: газ — мазут или газ — угольная пыль.

В летний период они используют избытки газа, а зимой переходят на другой вид топлива.

Оставшаяся незаполненная часть графика должна лежать ниже линии, соответствующей максимальной пропускной способности магистрального газопровода, и составлять не более 15 % максимального годового количества газа, которое может подать магистральный газопровод. На рис. 5.1 линия подачи газа показана позицией *11*, а незаполненная часть графика — площадью *10* с редкой штриховкой. Средняя линия графика, выравненного подземными хранилищами и потребителями-регуляторами (поз. *12* на рис. 5.1), лежит ниже максимальной пропускной способности магистрального газопровода на 15 %, следовательно, его коэффициент загрузки составляет $K_з=0{,}85$.

Наибольшие трудности представляет удовлетворение суточных пиковых нагрузок, возникающих при значительных снижениях наружной температуры (при морозах), т. е. суточной неравномерности отопительной нагрузки (см. рис. 5.4). Использование для этой цели подземных хранилищ неэкономично, так как с увеличением интенсивности отбора газа резко возрастают капитальные вложения и эксплуатационные расходы в хранилища. Для уменьшения суточной неравномерности отопительной нагрузки приходится вводить ограничения, т. е. прекращать или сокращать подачу газа промышленным предприятиям, переводя их газоиспользующие установки на другой вид топлива. Если использование двойного топливоснабжения для электростанций с сезонным потреблением газа экономически обосновано, то для большинства про-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

мышленных предприятий это связано с определенным ущербом.

Рациональное решение рассматриваемого вопроса — это создание станций пикового покрытия неравномерности газопотребления. На таких станциях сооружают изотермические хранилища сжиженного метана или пропана и установки регазификации. Из испарившегося пропана до подачи в газораспределительную сеть приготовляют газовоздушную смесь, которая по теплотехническим характеристикам эквивалентна природному газу. Если на станции хранится сжиженный природный газ (метан), тогда его после испарения непосредственно подают в сеть.

Часовую, внутрисуточную неравномерность потребления покрывать с помощью подземных хранилищ также неэкономично. Неэкономично использовать и газгольдерные парки, которые по указанным причинам теперь не строят. Для покрытия часовой неравномерности используют аккумулирующую емкость последних участков магистральных газопроводов. В ночное время газ накапливается в газопроводе и его давление растет, а днем производительность газопровода увеличивается вследствие выдачи аккумулированного газа. Если емкости последнего участка не хватает, тогда в нестационарный режим работы включается следующий участок магистрального газопровода. При невозможности покрытия часовой неравномерности с помощью аккумулирующей емкости магистрального газопровода приходится для этой цели использовать потребители-регуляторы несмотря на то, что частые переходы с одного вида топлива на другой экономически невыгодны.

5.4. Определение расчетных расходов газа

Городские системы газоснабжения не имеют аккумулирующих емкостей, расположенных у потребителей, а емкость самих газовых сетей очень мала. Для каждой ступени давления она составляет 3...4 % максимально часовой их пропускной способности, следствием этого является жесткая связь, существующая между подачей газа в город и расходом его потребителями. Отсюда, чтобы система нормально функционировала, ежечасовая подача газа в городскую сеть должна строго соответствовать потреблению. Если потребление окажется меньше подачи, сети не примут лишний газ; если же оно будет больше подачи, тогда начнет падать давление газа в сетях и будет нарушено нормальное газоснабжение.

Основным следствием жесткой связи в городской системе распределения газа является то, что пропускную способность газовых сетей и элементов системы необходимо рассчитывать на пиковые, максимально часовые расходы газа. Поскольку система газоснабжения имеет высокую стоимость и большую металлоемкость, максимально часовые (расчетные) расходы газа должны быть тщательно обоснованы. Максимально часовые расходы для городских газопроводов всех давлений и назначений определяют по годовым расходам и коэффициентам неравномерности потребления:

$$Q_{\text{ч}}^{\text{макс}} = K_{\text{ч.г}}^{\text{макс}} \times \frac{Q_{\text{г}}}{8760} = \frac{Q_{\text{г}}}{m}, \qquad (5.6)$$

где $Q_{\text{ч}}^{\text{макс}}$ — максимальный часовой расчетный расход газа, м^3/ч; $Q_{\text{г}}$ — годовое потребление газа, м^3/год; $K_{\text{ч.г}}^{\text{макс}}$ — максимальный коэффициент часовой неравномерности потребления за год; m — число часов использования максимума.

$$m = 8760 / K_{\text{ч.г}}^{\text{макс}}. \qquad (5.7)$$

Из формулы (5.6) следует и определение числа часов использования максимума: если бы потребление газа в течение года было равномерным и равным максимальному часовому расходу, тогда весь годовой расход потребили бы в m часов, которое равно числу часов использования максимума. Величину, обратную m,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

называют коэффициентом часового максимума

$$K_m = 1/m.$$

По городским сетям газ поступает к различным потребителям: промышленным, коммунальным, на потребление в жилые микрорайоны, кварталы и дома. Все эти потребители имеют свои режимы потребления в разрезе года, месяца, суток, которые отражаются соответствующими графиками. Очевидно, что максимальный часовой расход газа, подаваемый различным группам потребителей, но характеризующийся одинаковыми годовыми расходами, будет зависеть от состава группы. Чем больше в группе будет доля потребителей с равномерными графиками потребления, тем равномернее будет суммарный график, тем меньше будет величина $K_{ч.г}^{макс}$ и тем меньше будет максимально часовой расход газа.

Но может быть и такая группа, в которой каждый потребитель будет характеризоваться весьма неравномерным графиком потребления, однако максимально часовой расход всей группы окажется сравнительно невысоким. Такое положение может наблюдаться в том случае, если графики потребления различных потребителей существенно отличаются друг от друга и их пики не совпадают во времени. Именно разновременность пиков и приводит к тому, что максимальный расход группы потребителей всегда меньше суммы максимумов потребителей, суммарный график уплотняется, его неравномерность уменьшается и падает значение коэффициента неравномерности. Чем разнообразнее и больше число потребителей, тем плотнее суммарный график и тем меньше величина $K_{ч.г}^{макс}$.

Особенно большое значение для уплотнения графика потребления имеет число потребителей. С ростом числа потребителей коэффициент неравномерности монотонно убывает. Это связано с тем, что чем больше число складываемых графиков, тем меньше вероятность совпадения их режимов, тем больше выявляется разновременность пиковых нагрузок. Следовательно, чем больше число потребителей в группе, тем большее значение приобретает фактор случайности в формировании суммарного графика. Если графики некоторых потребителей (например, промышленных) приближенно можно рассматривать как определенные характеристики, вытекающие из технологии, то для суммарных графиков такой детерминированный подход невозможен.

Анализ режимов потребления можно вести только со стохастических — вероятностных позиций. Действительно, режим потребления газа по своей природе является случайным, и даже наличие в группе потребителей промышленных предприятий со строго отрегулированным технологическим процессом и соответствующим ему строго ритмичным потреблением газа не может нарушить случайную природу режима потребления группой. Это связано, во-первых, с тем, что потребителя с постоянным из года в год режимом потребления найти нельзя, так как меняется технология производства, меняются режим и количество потребляемой энергии, кроме того, потребители всегда имеют такие составляющие общего расхода топлива, которые характеризуются режимом, в значительной степени зависящим от случайных факторов: расходы теплоты на отопление зданий, на горячее водоснабжение, на бытовые нужды.

Во-вторых, в группе всегда есть потребители, режим которых в основном или в значительной степени определяется факторами, имеющими случайную природу. Например, режим потребления газа конкретной отопительной котельной является ярким примером случайного процесса. Количество ежесуточно потребляемого газа котельной колеблется в соответствии с изменением температуры наружного воздуха, изменяющейся случайным образом. Потребление газа в течение суток обычно равномернее.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Есть потребители, у которых и суточный график имеет в значительной мере случайную природу. К этим потребителям относятся люди, потребляющие газ для приготовления пищи и горячей воды. Даже если ритм жизни семьи весьма регулярный, все же всегда имеет место значительное количество случайных факторов, которые приводят к случайности суточных графиков.

Если фактор случайности оказывает существенное влияние на режимы многих отдельных потребителей, то для группы потребителей он приобретает определяющее значение. Таким образом, общая закономерность уплотнения графика с увеличением числа потребителей имеет стохастическую (вероятностную) природу. Влияние фактора случайности для газоснабжения усиливается еще неопределенностью исходной информации, служащей основой для проектирования систем, а также изменениями, вносимыми в процесс строительства и реконструкции.

Случайная природа режима потребления газа приводит к необходимости рассматривать графики потребления и расчетные расходы с вероятностных позиций. Это значит, что годовые и суточные графики, приведенные выше, не являются точно заданными, они получились как средние из изученных режимов потребления и поэтому имеют определенную степень достоверности. Чем больше число графиков было осреднено, тем точнее будут результаты. Подходить к оценке точности значений коэффициентов неравномерности потребления также следует с вероятностных позиций. Каждое численное значение коэффициента является какой-то осредненной величиной. Чем с большей доверительной вероятностью необходимо получить расчетное значение коэффициента неравномерности, тем большее значение он будет иметь. Для расчетов газовых сетей доверительная вероятность представляет собой степень уверенности в том, что фактический коэффициент не превзойдет расчетную величину. Вероятностный характер режима потребления газа проявляется и в зависимости числа часов использования максимума от численности населения, получающего газ от данного газопровода. Чем меньше потребителей присоединено к газопроводу, тем при прочих равных условиях будет меньше число часов использования максимума (m) и больше расчетный расход. Поэтому сумма расчетных расходов газа участков, выходящих из данного, будет больше расчетного расхода этого участка. Кажущийся дисбаланс компенсируется разновременностью пиков потребления в рассматриваемых участках. Для учета рассмотренной вероятностной особенности сети число «m» следует выбирать по головному участку гидравлически связанной сети, участки которой не несут резко различные расходы газа. Для сетей низкого давления это будут микрорайоны, объединяющие несколько ГРП, а для сетей высокого давления это будут сети, объединяющие магистрали.

При потреблении газа на хозяйственно-бытовые нужды (без отопления) СНиП 2.04.08—87 рекомендует следующие значения чисел часов использования максимума:

Число жителей, снабжаемых газом от сети, тыс. чел.	Число часов использования максимума m, ч/год
1	1800
2	2000
3	2050
5	2100
10	2200
20	2300
30	2400
40	2500
50	2600
100	2800
300	3000
500	3300
750	3500
1000	3700
2000 и более	4700

Число часов использования максимума для некоторых коммунальных предприятий приведено в табл. 5.11.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 5.11. **Значения m для коммунальных предприятий**

Предприятия	m, ч/год	Примечание
Бани	2700	С учетом расхода на отопление и вентиляцию
Прачечные	2900	То же
Предприятия общественного питания	2000	Без учета расхода на отопление и вентиляцию
Хлебопекарные предприятия	6000	То же

Число часов использования максимума промышленных предприятий зависит от вида производства, технологического процесса, соотношения отопительной и технологической нагрузок (при подаче теплоты на производство и отопление от заводской котельной) и числа рабочих смен в сутки. Число часов использования максимума для промышленных предприятий ориентировочно можно принять: для предприятий, работающих в три смены с непрерывным технологическим процессом, $m=6000$ ... ...7000 ч/год; для предприятий, работающих в две смены, $m=4500...5000$; для мелких предприятий, работающих в одну смену, $m=3000...4000$ ч/год.

Число часов использования максимума для отопительных котельных определяют по формуле

$$m = 24\, n_{от}\, \frac{t_в - t_н^{ср.от}}{t_в - t_{н.о}}, \qquad (5.8)$$

где $t_{н.о}$ — расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления, °С.

Число часов использования максимума m прямо связано с максимальным часовым коэффициентом неравномерности потребления газа за год [формула (5.6)]. Для многих потребителей величину $K_{ч.г}^{макс}$ удобно определять исходя из сезонной, суточной и часовой неравномерностей, каждая из которых оценивается своим коэффициентом неравномерности. Найдем связь между этими коэффициентами и величиной $K_{ч.г}^{макс}$.

1. Рассмотрим соотношение расходов газа, учитывающих сезонную неравномерность. Среднесуточный расход газа за год $Q_{год}^{ср.сут}$ равен:

$$Q_{год}^{ср.сут} = Q_{год}/365,$$

где $Q_{год}$ — годовое потребление газа.

Среднесуточный расход газа за месяц максимального потребления $Q_{мес.макс}^{ср.сут}$ определится через максимальный коэффициент месячной неравномерности за год $K_{м.г}^{макс}$:

$$K_{м.г.}^{макс} = Q_{мес.макс}^{ср.сут} / Q_{год}^{ср.сут};$$

$$Q_{мес.макс}^{ср.сут} = K_{м.г.}^{макс} (Q_{год}/365).$$

2. Учтем суточную неравномерность в пределах месяца. Максимальный суточный расход за месяц максимального потребления газа $Q_{мес.макс}^{макс.сут}$ определится через максимальный коэффициент суточной неравномерности за месяц $K_{с.м}^{макс}$:

$$K_{с.м}^{макс} = Q_{мес.макс}^{макс.сут} / Q_{мес.макс}^{ср.сут};$$

$$Q_{макс.сут.год} = Q_{мес.макс}^{макс.сут} =$$

$$= K_{с.м}^{макс} K_{м.г}^{макс} (Q_{год}/365) = K_{с.г}^{макс} (Q_{год}/365),$$

так как максимальный суточный расход за месяц максимального потребления есть максимальный суточный расход за год. Это положение справедливо, если месяц максимального потребления будет характеризоваться и максимальной суточной неравномерностью. Если же максимальную неравномерность будет иметь другой месяц, тогда сутки максимального потребления могут не попасть в месяц максимального потребления. Отсюда написанное выше соотношение справедливо при совпадении пиков сезонной и суточной неравномерности.

3. Учтем часовую неравномерность за сутки. Среднечасовой расход за сутки максимального потребления $Q_{макс.сут.год}^{ср.час}$ равен:

$$Q_{макс.сут.год}^{ср.час} = Q_{макс.сут\ год}/24.$$

Максимально-часовой расход в сутки максимального потребления $Q_{макс.сут\ год}^{макс.час}$ определится через максимальный коэффициент часовой неравномерности

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

за сутки $K_{ч.с}^{макс}$:

$$K_{ч.с}^{макс} = Q_{макс.сут.год}^{макс.час} / Q_{макс.сут.год}^{ср.час};$$

$$Q_{макс.ч.год} = Q_{макс.сут.год}^{макс.ч.} =$$

$$= K_{ч.с}^{макс} K_{с.м}^{макс} K_{м.г}^{макс} (Q_{год}/365 \cdot 24),$$

так как максимально часовой расход газа за сутки максимального потребления есть максимально часовой расход газа за год. Это также будет справедливо, если сутки максимального потребления будут характеризоваться и максимально часовой неравномерностью, т. е. если пики часовой и суточной неравномерностей совпадут.

Окончательно получим

$$Q_{ч.г}^{макс} = K_{ч.с}^{макс} K_{с.м}^{макс} K_{м.г}^{макс} (Q_{год}/8760) =$$

$$= K_{ч.г}^{макс} (Q_{год}/8760) \qquad (5.9)$$

или $$K_{ч.г}^{макс} = K_{ч.с}^{макс} K_{с.м}^{макс} K_{м.г}^{макс}. \qquad (5.10)$$

Для максимального коэффициента суточной неравномерности за год можно написать

$$K_{с.г}^{макс} = K_{с.м}^{макс} K_{м.г}^{макс}. \qquad (5.11)$$

При выводе формулы (5.10) предполагалось, что пики потребления по месяцам года, дням месяца и часам суток совпадают. Это приведет к запасу в пропускной способности газопроводов.

Часто коэффициент суточной неравномерности за месяц заменяют коэффициентом суточной неравномерности за неделю, так как этот коэффициент легче получить экспериментально. Но этот метод менее точен, так как не учитывает суточную неравномерность в календарном разрезе. Действительно, сутки максимального потребления могут попадать в предпраздничные дни или в дни с наинизшей температурой наружного воздуха независимо от дня недели.

Определение расчетных расходов газа для внутридомовых газопроводов и квартальных газовых сетей. Режим потребления газа в квартирах является характерным примером случайного процесса. Бытовые газовые приборы работают периодически и включаются в случайные моменты времени. Обработка экспериментального материала методами математической статистики показывает, что распределение показателей режима потребления подчиняется нормальному закону. С увеличением числа квартир, присоединяемых к газопроводу, график нагрузки уплотняется и становится более равномерным. Это приводит к уменьшению коэффициента неравномерности.

Рис. 5.6. Максимальные коэффициенты часовой неравномерности за сутки в зависимости от населенности квартир
1 — квартиры, оборудованные только газовыми плитами; *2* — квартиры, оборудованные газовыми плитами и ванными водонагревателями

Анализ режимов потребления газа в квартирах показывает, что максимальные коэффициенты часовой неравномерности в значительной степени зависят от населенности квартиры, уменьшаясь с увеличением населенности. На графике (5.6) показана зависимость величины $K_{ч.с}^{макс}$ от числа проживающих в квартире. Из приведенных данных следует, что при определении расчетных расходов газа нужно учитывать газооборудование квартиры, ее населенность и число квартир, присоединенных к газопроводу.

Для определения максимально часовых расходов газа используют два метода. По первому методу их определяют с помощью коэффициента одновременности включения газовых

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

приборов в пик потребления K_o, по второму — с помощью максимальных коэффициентов неравномерности, представляющих собой отношение максимально часового расхода газа к среднечасовому за год. Эти коэффициенты связаны друг с другом и при наличии необходимой информации по одному можно определить другой.

Расчетный расход газа через значение K_o определяют по формуле

$$Q_p = \sum_1^n K_o Q_{номi} N_i, \qquad (5.12)$$

где K_o — коэффициент одновременности работы однотипных приборов или однотипных групп приборов: его берут для общего числа приборов $\sum_1^n N_i$, для жилых зданий это общее число квартир; n — число типов приборов или однотипных групп приборов; $Q_{номi}$ — номинальный расход газа прибором или группой приборов; N_i — число однотипных приборов или групп приборов.

По этому методу номинальный расход газа приборами или группами приборов умножают на коэффициент K_o, величина которого меньше единицы. Он учитывает вероятность одновременной работы определенного числа газовых приборов и зависит от числа установленных газовых приборов и газооборудования квартир. Через коэффициенты неравномерности расчетный расход газа определяют по формуле

$$Q_p = \sum_1^n K_{ч.г}^{макс} (Q_{год.кв}/8760) N_i, \qquad (5.13)$$

где $K_{ч.г}^{макс}$ — максимальный коэффициент часовой неравномерности потребления газа за год. Зависит от характера использования газа в квартире (на приготовление пищи или на приготовление пищи и горячей воды), населенности квартиры и общего числа квартир $\sum_1^n N_i$; $Q_{год.кв}$ — годовое потребление газа жильцами квартиры; N_i — число квартир типа i; n — число типов квартир.

Главный недостаток метода расчета по коэффициентам одновременности состоит в том, что в нем не учитывается число людей, пользующихся одним газовым прибором. При современных условиях бытового обслуживания населения мощность установленных газовых приборов, как правило, превосходит необходимую мощность, вытекающую из потребности людей, проживающих в квартире. В перспективе в связи с дальнейшим ростом службы быта избыточность мощности газовых приборов квартиры будет расти. Несоответствие мощности установленных приборов ее потребности приводит к существенным ошибкам в определении расчетных расходов по коэффициентам одновременности. В большинстве случаев это приводит к перерасходу металла.

Как для определения величины K_o, так и величины $K_{ч.г}^{макс}$ необходимо знать экспериментальные значения максимально часовых расходов газа $Q_ч^{макс}$. Если для изучаемого объекта были определены значения $Q_ч^{макс}$ и для известных номинальных и годовых расходов объекта были рассчитаны значения K_o и $K_{ч.г}^{макс}$, тогда в случае использования их для аналогичных объектов оба метода дадут одинаковые результаты. Но если применить полученные значения K_o к квартирам с таким же газооборудованием, но другой населенностью, расчетные расходы не изменятся, в то время как фактические максимальные расходы будут меньше расчетных при меньшей населенности квартиры и большими при бóльшей населенности. Действительно, при оборудовании одно-, двух-, трех- и четырехкомнатных квартир четырехконфорочными плитами (что часто имеет место) диаметры газопроводов, определенные по значениям K_o во всех случаях будут одинаковые, несмотря на то, что максимально часовые расходы во всех квартирах будут существенно отличаться.

Методика расчета по коэффициентам неравномерности, разработанная МИСИ им. В. М. Куйбышева, базируется на графиках потребления газа квартирой с учетом ее населенности и непосредственно не связана с номинальными расходами газа приборами. Она исходит не из газооборудования квартиры, а из целей потребления газа (на приготовление пищи,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

а также пищи и горячей воды), числа людей в квартире, использующих газ в этих целях, годовых норм потребления газа и числа газоснабжаемых квартир. Эти факторы полностью определяют режим потребления газа. Расход газа на местные отопительные установки в пик потребления рассчитывают по отопительной нагрузке с учетом режима работы отопительных приборов. Прочие виды потребления газа являются неопределяющими и в расчетах не учитывают. Расчеты по этой методике соответствуют фактическому газопотреблению. Действительно, если в однокомнатной квартире установить двух-, трех- или четырехконфорочную плиту, то максимально часовые расходы не будут зависеть от номинальной нагрузки плиты, так как однокомнатная квартира — малонаселенная и любая из указанных плит удовлетворит потребности жильцов. Максимальные расходы будут зависеть от того, живут ли в однокомнатных квартирах по одному или по два человека. С увеличением населенности квартиры графики потребления газа будут плотнее и коэффициенты неравномерности меньше.

Проектную населенность квартиры устанавливают по ее площади и предполагаемым нормам заселения. Годовые нормы принимают по видам потребления с учетом благоустройства квартир (наличие или отсутствие централизованного горячего водоснабжения).

Метод определения расчетных расходов по коэффициентам одновременности следует сохранить для расчета газопроводов коммунальных и промышленных предприятий, так как установленная мощность газоиспользующих агрегатов соответствует технологическим процессам, а необходимые резервы лимитируются.

Основой для составления таблиц коэффициентов неравномерности послужили экспериментальные исследования режимов газопотребления в квартирах. В результате измерений были установлены для различных объектов максимально часовые и годовые расходы газа. По этим данным были рассчитаны величины $K_{ч.г}^{макс}$ и $K_о$, на основании которых были составлены таблицы. Составить таблицы значений $K_{ч.г}^{макс}$ для любого числа квартир на основании ограниченного числа полученных значений $K_{ч.г}^{макс}$ оказалось возможным в результате применения методов теории вероятностей.

Как отмечалось выше, коэффициент одновременности отражает вероятность одновременного включения газовых приборов в пик потребления. Дадим более точную формулировку величины $K_о$. Рассмотрим опыт — наблюдение газовых приборов квартиры в пик потребления. В результате опыта могут быть два исхода: газовые приборы включены, газовые приборы не включены. Проведем n таких опытов (один опыт в каждой квартире). Если в результате опытов в m квартирах газовые приборы будут включенными в пик потребления, тогда коэффициент одновременности будет равен: $K_о = m/n$. Такая формулировка требует некоторого уточнения. Дело в том, что в пик потребления газовые приборы могут быть включены не на полную нагрузку. Вместе с тем метод коэффициентов одновременности предполагает включение приборов на номинальную нагрузку. Для удовлетворения этого требования надо полученные опытные данные эквивалентировать. Так, если по опытным данным в пик потребления расчетный расход газа составляет Q_Σ, а номинальная нагрузка газовых приборов одной квартиры равна $Q_{ном}$, тогда эквивалентное число квартир, включенных в пик потребления, будет равно: $m = Q_\Sigma / Q_{ном}$. Это число квартир и считают результатом проведенных n опытов, хотя действительное число квартир, включенных в пик потребления, будет больше m. Такое эквивалентирование не искажает основную вероятностную природу процесса и позволяет использовать теорему Бернулли о повторении опытов для расчетов.

По теореме Бернулли вероятность P_n^m появления m событий A из n опытов

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

определяется формулой

$$P_n^m = C_n^m P^m (1-P)^{n-m} =$$

$$= \frac{n!}{m!(n-m)!} P^m (1-P)^{n-m},$$

где P — вероятность появления события A в одном опыте; C_n^m — число сочетаний из n по m.

Под событием A будем понимать включение газовых приборов квартиры в пик потребления на номинальную нагрузку. Так как режим потребления газа имеет случайную природу, поэтому, говоря о численном значении K_0, необходимо указать, с какой доверительной вероятностью $P_{дв}$ должно быть определено это значение. Такой подход к определению коэффициента одновременности позволяет утверждать, что с вероятностью $P_{дв}$ фактическое значение K_0 не превзойдет расчетную величину.

Считая, что для всех квартир вероятность включения газооборудования одной квартиры в пик потребления одинаковая, число рассматриваемых квартир равно числу опытов и, используя формулу Бернулли, можно написать следующее уравнение:

$$P_n^0 + P_n^1 + P_n^2 + \ldots + P_n^m = C_n^0 P^0 (1-P)^n +$$

$$+ C_n^1 P (1-P)^{n-1} + C_n^2 P^2 (1-P)^{n-2} +$$

$$+ \ldots + C_n^m P^m (1-P)^{n-m} = P_{дв},$$

где n — число квартир; P — вероятность включения газооборудования одной квартиры в пик потребления; $P_{дв}$ — принятое значение доверительной вероятности, т. е. надежности определения коэффициента одновременности.

Коэффициент одновременности в рассматриваемом случае определяется отношением $K_0 = m/n$. В уравнении суммируются вероятности включения 0, 1, 2, ..., m квартир в пик потребления вплоть до получения принятого в расчетах значения доверительной вероятности $P_{дв}$. Если при целом числе m уравнение удовлетворить не удается, тогда величину K_0 определяют интерполяцией. Чем больше значение принятой доверительной вероятности (надежности), тем больше будет коэффициент одновременности, тем больше будут расчетные расходы газа, а следовательно, и диаметры газопроводов. Учитывая высокую стоимость газовых сетей, расчетное значение доверительной вероятности должно быть обосновано.

Таким образом, использование метода коэффициентов одновременности для анализа зависимости максимальных нагрузок от числа квартир оказывается весьма плодотворным, так как он позволяет для расчетов привлечь методы теории вероятностей. Так как вероятность включения газооборудования одной квартиры в пик потребления для всех квартир мы приняли одинаковой и рассматривали число квартир как число повторяемых опытов, то по предельной теореме Бернулли можно утверждать, что при неограниченном увеличении числа квартир с практической достоверностью можно считать частоту включения газооборудования квартир в пик, сколь угодно мало отличающейся от вероятности включения газооборудования в отдельном опыте — P. Частота включения газооборудования представляет собой величину коэффициента одновременности, полученную опытным путем, следовательно,

$$P = \lim_{n \to \infty} K_0.$$

Если изучаемый объект имеет большое число квартир, тогда полученное из опыта значение коэффициента одновременности будет близко к вероятности включения в пик потребления газовых приборов одной квартиры. Формула Бернулли позволяет по коэффициентам одновременности рассчитать вероятность P. При составлении таблиц сначала по опытным данным были рассчитаны коэффициенты одновременности, затем по формуле Бернулли рассчитаны вероятности P. По полученным значениям P для различных населенностей квартир были рассчитаны значения K_0 для раз-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 5.12. **Расчетные значения $K_{ч.г}^{расч}$ для квартир, использующих газ для приготовления пищи**

Число квартир	Число проживающих в квартире, чел.				
	2 и менее	3	4	5	6 и более
1	37,144	30,834	24,255	21,556	18,407
2	21,915	18,349	14,145	12,432	11,613
3	17,820	14,738	12,222	11,250	10,339
4	16,430	13,364	11,487	10,638	9,618
5	15,345	12,388	10,953	10,102	9,172
6	14,845	11,923	10,508	9,770	8,875
7	14,200	11,328	10,085	9,388	8,556
8	13,625	11,005	9,800	9,056	8,153
9	13,220	10,641	9,545	8,750	8,004
10	12,915	10,382	9,257	8,444	7,813
15	11,695	9,533	8,385	7,781	7,112
20	11,035	9,014	7,863	7,270	6,667
30	10,150	8,265	7,075	6,556	6,093
40	9,380	7,681	6,599	6,071	5,690
50	8,945	7,327	6,319	5,842	5,435
60	8,535	6,993	5,995	5,587	5,223
70	8,110	6,636	5,761	5,382	5,053
80	7,830	6,419	5,599	5,255	4,947
90	7,615	6,228	5,452	5,127	4,841
100	7,455	6,094	5,351	5,025	4,756
400	6,000	4,908	4,388	4,158	3,970

Таблица 5.13. **Расчетные значения $K_{ч.г}^{расч}$ для квартир, использующих газ для приготовления пищи и горячей воды**

Число квартир	Число проживающих в квартире, чел.				
	2 и менее	3	4	5	6 и более
1	59,934	39,978	29,989	23,982	19,983
2	32,629	23,809	18,460	15,473	13,195
3	22,388	16,932	13,995	12,483	11,224
4	19,870	14,900	12,879	11,729	10,266
5	18,549	14,310	11,981	10,644	9,713
6	17,708	13,586	11,538	10,181	9,389
7	17,025	12,812	10,852	9,635	9,170
8	16,308	12,249	10,510	9,295	8,760
9	15,511	11,981	10,231	8,988	8,486
10	15,282	11,608	10,051	8,870	8,349
15	13,726	10,458	9,126	8,114	7,336
20	13,191	10,030	8,707	7,720	6,926
30	11,903	9,470	8,062	7,063	6,378
40	11,220	8,907	7,503	6,636	6,050
50	10,572	8,346	7,080	6,242	5,784
60	10,113	7,918	6,761	6,012	5,584
70	9,694	7,570	6,340	5,749	5,393
80	9,429	7,114	6,079	5,552	5,228
90	8,896	6,820	5,899	5,420	5,092
100	8,553	6,606	5,757	5,289	5,009
400	6,462	5,134	4,574	4,270	4,106

личных n при доверительной вероятности $P_{дв}=0,98$ и далее $K_{ч.г}^{макс}$.

Расчетные значения максимальных коэффициентов часовой неравномерности приведены в табл. 5.12 и 5.13. Таблицы составлены для двух видов потребления газа: для приготовления пищи, для приготовления пищи и горячей воды. Коэффициенты даны для различного числа квартир при различной их населенности.

Графики зависимости коэффициен-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

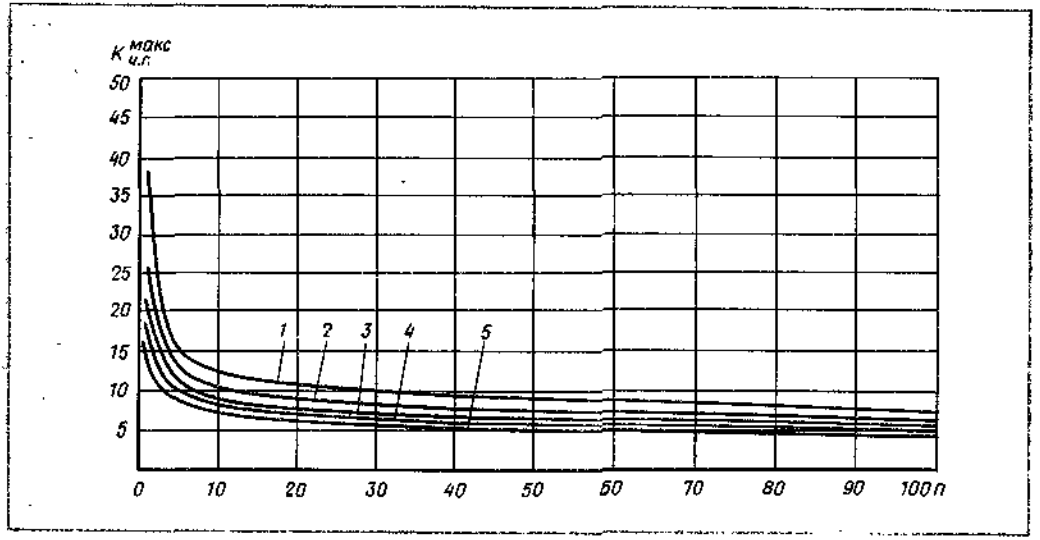


Рис. 5.7. Максимальный коэффициент часовой неравномерности за год в зависимости от количества квартир (квартиры, оборудованные газовыми плитами)
1, 2, 3, 4, 5 — кривые для числа проживающих в квартире соответственно 2, 3, 4, 5 и 6 человек

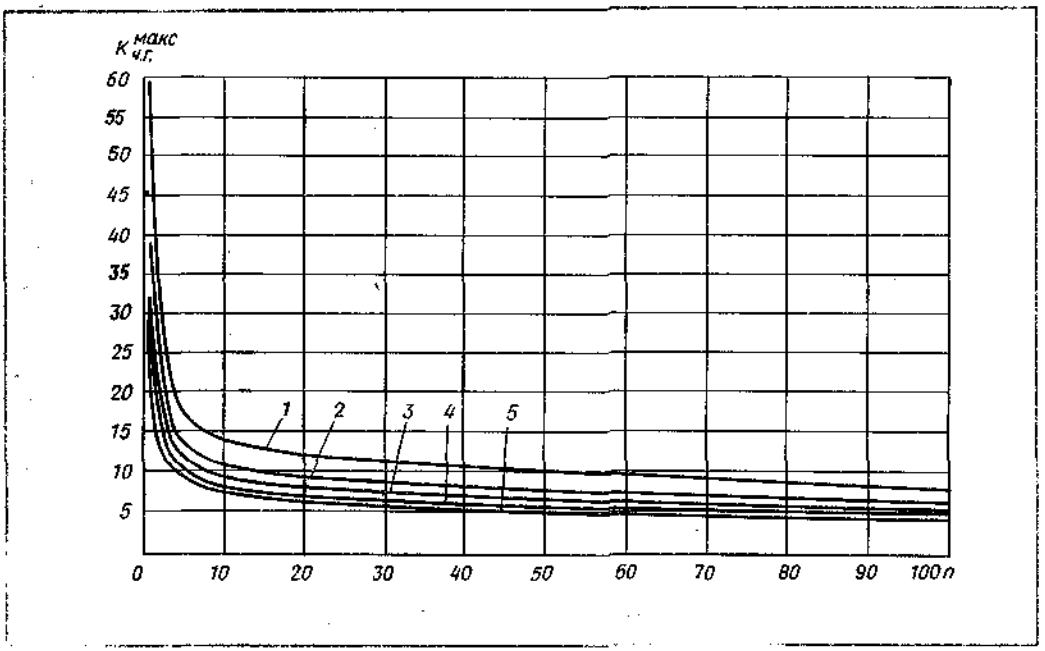


Рис. 5.8. Максимальный коэффициент часовой неравномерности за год в зависимости от количества квартир (квартиры, оборудованные газовыми плитами и водонагревателями)
1, 2, 3, 4, 5 — кривые для числа проживающих в квартире соответственно 2, 3, 4, 5 и 6 человек

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

тов от числа квартир и плотности их населения показаны на рис. 5.7 и 5.8, откуда следует, что при малой плотности населения квартиры (2; 3 чел.) кривые располагаются на значительном расстоянии друг от друга. С увеличением числа квартир они сближаются. Следовательно, значение населенности квартиры с увеличением числа ее жильцов уменьшается.

Максимально часовые расходы рассчитывают по формуле (5.13). Годовой расход газа квартирой определяют по нормам потребления (см. табл. 5.1) и населенности квартиры, которую рассчитывают по нормам жилой площади на одного человека.

Пример 5.3. Определить расчетный расход газа для газопровода, который траспортирует газ в 15 трехкомнатных квартир (площадью по 45 м^2) и в 15 однокомнатных квартир (площадью по 18 м^2). Норма жилой площади 9 м^2 на 1 чел. Теплота сгорания газа равна: $Q_н^с$=36 000 кДж/м^3.

Решение. 1) определим годовые расходы газа:

а) для трехкомнатной квартиры

$$\frac{2\,800\,000}{36\,000}\,\frac{45}{9}=389\ \text{м}^3/(\text{год}\cdot\text{кв});$$

б) для однокомнатной квартиры

$$\frac{2\,800\,000}{36\,000}\,\frac{18}{9}=156\ \text{м}^3/(\text{год}\cdot\text{кв})$$

(здесь 2 800 000 кДж — годовое потребление газа одним человеком на приготовление пищи по табл. 5.1);

2) определим коэффициенты неравномерности $K_{ч.г}^{макс}$ по табл. 5.13 для 30 квартир:

а) для трехкомнатных квартир $K_{ч.г}^{макс}$= =6,556; б) для однокомнатных квартир $K_{ч.г}^{макс}$=10,15;

3) определим расчетный расход газа по формуле (5.13)

$$Q_р=6{,}556\,\frac{389}{8760}15+10{,}15\,\frac{156}{8760}15=7{,}08\ \text{м}^3/\text{ч}.$$

При использовании для определения расчетных расходов метода коэффициентов одновременности следует особенно тщательно подходить к оценке соответствия мощности установленных газовых приборов населенности квартиры, т. е. в конечном счете ее жилой площади. В противном случае могут быть существенные ошибки. Таблицы расчетных значений коэффициентов одновременности приведены в СНиП 2.04. 08—87.

Глава 6
Гидравлический рачет газовых сетей

6.1. Определение потерь давления в газопроводах

При расчете движения газа в трубопроводах следует учитывать изменение его плотности. Это связано с тем, что давление по длине трубопроводов падает и соответственно уменьшается плотность газа. Только газопроводы низкого давления можно рассчитывать, считая, что по ним движется несжимаемая жидкость. В общем случае движение газа в газопроводах является нестационарным. Нестационарность обусловливается как переменным режимом работы газовых промыслов (изменяют число работающих скважин и регулируют интенсивность отбора из них газа), переменным режимом работы компрессорных станций (в работу включают различное число компрессорных агрегатов при разных схемах их совместной работы), так и переменным режимом потребления газа (что определяется числом потребителей, получающих в данный момент газ, и их нагрузкой).

Указанные факторы приводят к переменному во времени режиму давления в газопроводе и изменению количества газа, находящегося в нем. Последним определяется аккумулирующая емкость газопроводов, кото-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

рая позволяет покрывать неравномерность суточного графика потребления газа. Аккумулирующая емкость сглаживает неравномерность и обусловливает запаздывание в передаче изменений режима на одном конце газопровода в противоположный. Так, например, изменение режима потребления скажется с запаздыванием на режиме давления газа в начале газопровода. В свою очередь, изменение режима добычи или транспортирования газа скажется с запаздыванием на режиме давления у потребителей. Вместе с тем при проектировании городских и промышленных газопроводов в большинстве случаев можно не учитывать нестационарность течения газа и рассчитывать диаметры газопроводов на постоянный расход в течение определенного отрезка времени (часа, суток).

Для большинства задач расчета газопроводов движение газа можно считать изотермическим, а его температуру — равной температуре грунта, в котором уложен газопровод. С учетом отмеченного обстоятельства параметрами, определяющими потоки газа, будут: абсолютное давление p, плотность ρ и скорость w. Таким образом, для определения p, ρ, w система должна состоять из трех уравнений.

В качестве первого уравнения используем уравнение Дарси, написанное в дифференциальной форме, которое определяет потери давления на преодоление гидравлических сопротивлений на участке газопровода длиной dx:

$$dp = -\lambda \frac{dx}{d} \rho \frac{w^2}{2}, \qquad (6.1)$$

где λ — коэффициент трения; d — внутренний диаметр газопровода.

Так как плотность газа ρ в уравнении (6.1) величина переменная, поэтому и скорость движения газа при постоянном диаметре трубы будет также переменной. Для учета изменения плотности в зависимости от давления используют уравнение состояния

$$p = \rho RT. \qquad (6.2)$$

В качестве третьего уравнения используют уравнение неразрывности

$$M = \rho w F = \rho_0 w_0 F = \rho_0 Q_0, \qquad (6.3)$$

где M — массовый расход, а Q_0 — объемный расход, приведенный к нормальным условиям.

Из уравнения (6.3) получаем:

$$\rho w = \rho_0 Q_0 / F; \quad w = \frac{\rho_0 Q_0}{\rho F};$$

отсюда

$$\rho w^2 = \frac{Q_0^2 \rho_0}{F^2} \cdot \frac{\rho_0}{\rho}. \qquad (6.4)$$

Отношение плотности выразим через отношение давлений, используя уравнение состояния

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \frac{P_0 T}{P T_0}. \qquad (6.5)$$

Подставим уравнения (6.4) и (6.5) в уравнение (6.1) и разделим переменные

$$-p dp = \frac{16}{2\pi^2} \lambda \frac{Q_0^2}{d^5} \rho_0 p_0 \frac{T}{T_0} dx. \qquad (6.6)$$

Проинтегрируем уравнение (6.6), считая λ и T постоянными в пределах от $p_н$ до $p_к$ и от $x_1 = 0$ до $x_2 = l$ (l — длина газопровода):

$$p_н^2 - p_к^2 = 1{,}62 \lambda \frac{Q_0^2}{d^5} \rho_0 p_0 \frac{T}{T_0} l. \qquad (6.7)$$

Последнее уравнение является основным для расчета газопроводов как высокого, так и низкого давления в предположении изотермического течения газа.

Для городских газопроводов температура газа при расчетных нагрузках близка к 0 °С, поэтому можно принять отношение $T/T_0 = 1$. При этих условиях расчетная формула примет вид:

$$p_н^2 - p_к^2 = 1{,}62 \lambda \frac{Q_0^2}{d^5} \rho_0 p_0 l. \qquad (6.8)$$

Уравнение (6.8) используют при расчете распределительных газопрово-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

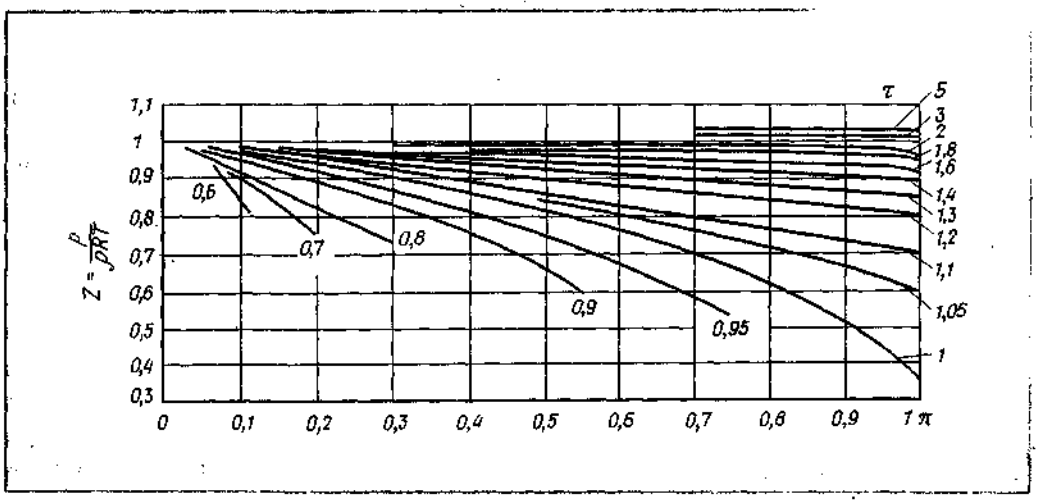


Рис. 6.1. Зависимость коэффициента сжимаемости газов от приведенного давления и приведенной температуры

дов среднего и высокого давления.

При давлении газа более 1,2 МПа следует учитывать отклонения в поведении природных газов от законов идеальных газов. Для этого в уравнение состояния вводят эмпирический коэффициент z, который учитывает эти отклонения. Уравнение состояния записывают так:

$$p=z\rho RT. \qquad (6.9)$$

Коэффициент z часто называют коэффициентом сжимаемости.

Коэффициент z можно определить по рис. 6.1 в зависимости от значений приведенного давления π и приведенной температуры τ:

$$\pi=p/p_{кр};\ \tau=T/T_{кр}. \qquad (6.10)$$

В этих выражениях $p_{кр}$ и $T_{кр}$ — критические параметры. Для смесей газов при определении коэффициента z используют среднекритические параметры, которые находят из следующих выражений:

$$p_{с.к}=\Sigma r_i p_{кр.i};\ T_{с.к}=\Sigma r_i T_{кр.i}, \qquad (6.11)$$

где r_i — объемная доля газа i в смеси.

Для углеводородных газов в области давлений и температур, имеющих место в магистральных газопроводах, коэффициент $z<1$. Таким образом, реальные газы сжимаются сильнее, чем идеальные. Например, при изотермическом увеличении давления идеального газа от 0,1 МПа$_{абс}$ до 5 МПа$_{абс}$, т. е. в 50 раз, его объем уменьшится также в 50 раз. Если увеличить давление метана ($t=0$ °С), то при $p_1=0{,}1$ МПа$_{абс}$ $z=1{,}002$, а при $p_2=5$ $z=0{,}883$ и объем уменьшится в $50\,\frac{1{,}002}{0{,}883}=56{,}7$ раза.

При учете коэффициента сжимаемости уравнение (6.7) примет следующий вид:

$$p_н^2-p_к^2=1{,}62\,\lambda\frac{Q_0^2}{d^5}\,\rho_0\,p_0\,\frac{T}{T_0}\,lz\,. \qquad (6.12)$$

Из уравнения (6.8) получаем расчетную зависимость и для газопроводов низкого давления. Для получения этой зависимости разложим разность квадратов давлений на сомножители

$$p_н^2-p_к^2=(p_н-p_к)\,2p_{ср.ар}\,, \qquad (6.13)$$

где $p_{ср.ар}=(p_н+p_к)/2$ — среднеарифметическое значение начального и конечного давления.

Для газопроводов низкого давления $p_{ср.ар}\approx p_0$, тогда из уравнения (6.8) получим

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$p_н - p_к = \frac{1}{2}\, 1{,}62\lambda \frac{Q_0^2}{d^5} \rho_0 l \frac{p_0}{p_{ср.ар}} =$$

$$= 0{,}81\, \lambda \frac{Q_0^2}{d^5} \rho_0 l\,. \qquad (6.14)$$

Уравнение (6.14) является основным для расчета газопроводов низкого давления. Из сравнения уравнений (6.8), (6.13) и (6.14) можно получить связь между потерями давления в газопроводах высокого давления $(p_н - p_к)_{в.д}$ и потерями давления в газопроводах низкого давления $(p_н - p_к)_{н.д}$:

$$(p_н - p_к)_{в.д} = \frac{1{,}62}{2} \lambda \frac{Q_0^2}{d^5} \rho_0 l \frac{p_0}{p_{ср.ар}} =$$

$$= (p_н - p_к)_{н.д} \frac{p_0}{p_{ср.ар}}\,. \qquad (6.15)$$

Из уравнения (6.15) следует, что потери давления в газопроводах высокого давления во столько раз меньше потерь в газопроводах низкого давления (при одинаковых значениях Q_0, ρ_0, λ, l, d), во сколько раз среднеарифметическое давление в них ($p_{ср.ар}$) больше давления в газопроводах низкого давления (нормального давления p_0). Этот вывод объясняет экономические преимущества газопроводов высокого давления, так как, сохраняя те же перепады, что и для низкого давления (для высокого они будут больше), можно получить меньшие диаметры.

Точность расчета газопроводов высокого давления по формуле для низкого давления определится зависимостью λ от давления. Величина λ зависит от числа Рейнольдса, которое слабо зависит от давления. Эту зависимость можно представить так:

$$\mathrm{Re} = \frac{Wd}{\nu} = \frac{\rho W(\pi d^2/4)}{\mu d\pi/4} = \frac{4}{\pi}\frac{M}{\mu d}\,. \qquad (6.16)$$

где ν и μ — кинематическая и динамическая вязкость.

С изменением давления массовый расход M не изменяется, поэтому число Re будет зависеть от значения μ. Но динамическая вязкость метана при $t = 0$ °С с изменением давления от 0,1 до 2 МПа увеличивается всего на 3,5%. Поэтому практически можно считать, что режим движения газа не изменяется. Вышесказанное позволяет таблицы, составленные для низкого давления, использовать для расчета газопроводов высокого давления. Это целесообразно и дает бо́льшую точность при расчете газопроводов среднего или высокого давления, когда перепады давления на участках весьма малы, т. е. $(\Delta p/p_{ср.ар})_{уч} \ll 1$. Такое положение характерно для промышленных и внутриобъектовых газопроводов.

Из сравнения уравнений (6.8) и (6.14) получаем следующее соотношение:

$$(p_н^2 - p_к^2)_{в.д} / (p_н - p_к)_{н.д} = 2p_{ср.ар}\,, \qquad (6.17)$$

которое справедливо при использовании одинаковых разномерностей как в формуле (6.8), так и в формуле (6.14). Таким образом, табличные данные, определяющие потери квадрата давления в газопроводах высокого и среднего давления $(p_к^2 - p_н^2)$ и потери давления в газопроводах низкого давления $(p_к - p_к)$, связаны между собой соотношением (6.17).

Если в формулы (6.8) и (6.14) подставить выражение, определяющее коэффициент трения, который зависит от режима движения газа, материала газопровода, способов изготовления труб и их соединения, а также от качества монтажа и эксплуатации газопроводов, то получим рабочие формулы для расчета газопроводов.

Формулы, рекомендуемые СНиП для определения коэффициента трения, следующие:

1) в области ламинарного режима при величинах $\mathrm{Re} < 2000$

$$\lambda = 64/\mathrm{Re}; \qquad (6.18)$$

2) при критическом режиме при $2000 < \mathrm{Re} < 4000$

$$\lambda = 0{,}0025 \sqrt[3]{\mathrm{Re}}\,; \qquad (6.19)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

3) при турбулентном режиме при величинах $Re>4000$

$$\lambda=0{,}11\left(\frac{K_э}{d}+\frac{68}{Re}\right)^{0.25}. \qquad (6.20)$$

Приведенным уравнениям соответствуют номограммы, показанные на рис. 6.2...6.5. Номограммы построены при абсолютной эквивалентной шероховатости $K_э=0{,}01$ см.

Потери давления на местных сопротивлениях определяют по формуле

$$\Delta p_{м.с}=\Sigma\zeta\frac{w^2}{2}\rho, \qquad (6.21)$$

где $\Delta p_{м.с}$ — потеря давления на местных сопротивлениях расчетного участка (расчетный участок выбирают так, чтобы у него расход и диаметр были постоянными); $\Sigma\zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений расчетного участка; w — скорость движения газа; ρ — плотность газа.

При расчете газопроводов потери на местных сопротивлениях учитывают через эквивалентные длины. Эквивалентную длину местных сопротивлений определяют по формуле

$$\Delta p_{м.с}=\Sigma\zeta\frac{w^2}{2}\rho=\lambda\frac{l_э}{d}\frac{w^2}{2}\rho,$$

отсюда

$$l_э=\Sigma\zeta d/\lambda. \qquad (6.22)$$

Используя формулы для определения коэффициента трения λ и принимая $\Sigma\zeta=1$, можно получить уравнения для расчета значения $l_э$ при $\Sigma\zeta=1$. По таким уравнениям построена номограмма, приведенная на рис. 6.6. Расчетную длину газопровода определяют как сумму фактической и эквивалентной длин.

При расчете распределительных городских сетей потери на местных сопротивлениях обычно учитывают как долю от потерь на трение. СНиП 2.04.08—87 рекомендуют принимать потери на местных сопротивлениях величиной, равной 5—10% потерь на трение. При расчете распределительных газопроводов небольшой протяженности и сложной конфигурации, а также при расчете внутридомовых и внутрицеховых газопроводов потери давления на местных сопротивлениях следует рассчитывать по изложенной выше методике. Значение коэффициентов местных сопротивлений приведены в специальной литературе. Некоторые значения коэффициентов местных сопротивлений приведены в табл. 6.1.

Если отдельные участки газопроводов имеют разные геометрические отметки по высоте, то в газопроводах низкого давления возникает дополнительное избыточное давление, величина которого пропорциональна разности плотностей воздуха и газа. Величину этого дополнительного избыточного давления можно определить следующим образом. В сечении *I—I* (рис. 6.7) вблизи поверхности земли в газопроводе будет абсолютное давление $p_г^I$ и барометрическое давление $p_{бар}^I$. С увеличением высоты давление в газопроводе и барометрическое давление уменьшаются. Это уменьшение определяют по уравнениям

$$\left.\begin{aligned} p_г^{II}&=p_г^I-g\rho_г H\\ p_{бар}^{II}&=p_{бар}-g\rho_в H\end{aligned}\right\}. \qquad (6.23)$$

При использовании газа необходимо знать избыточные давления, так как они определяют производительность газовых приборов и газоиспользующих установок. Избыточные давления в сечениях *I—I* и *II—II* (см. рис. 6.7) соответственно будут равны:

$$\left.\begin{aligned} p_{изб}^I&=p_г^I-p_{бар}^I;\\ p_{изб}^{II}&=p_г^{II}-p_{бар}^{II}.\end{aligned}\right\} \qquad (6.24)$$

Сравнивая уравнения (6.23) и (6.24), получим:

$$p_{изб}^{II}=(p_г^I-g\rho_г H)-(p_{бар}^I-g\rho_в H)=$$

$$=p_{изб}^I+gH(\rho_в-\rho_г). \qquad (6.25)$$

Из формулы (6.23) следует, что избыточное давление газа увеличилось на

$$\Delta p=g(\rho_в-\rho_г)H, \qquad (6.26)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

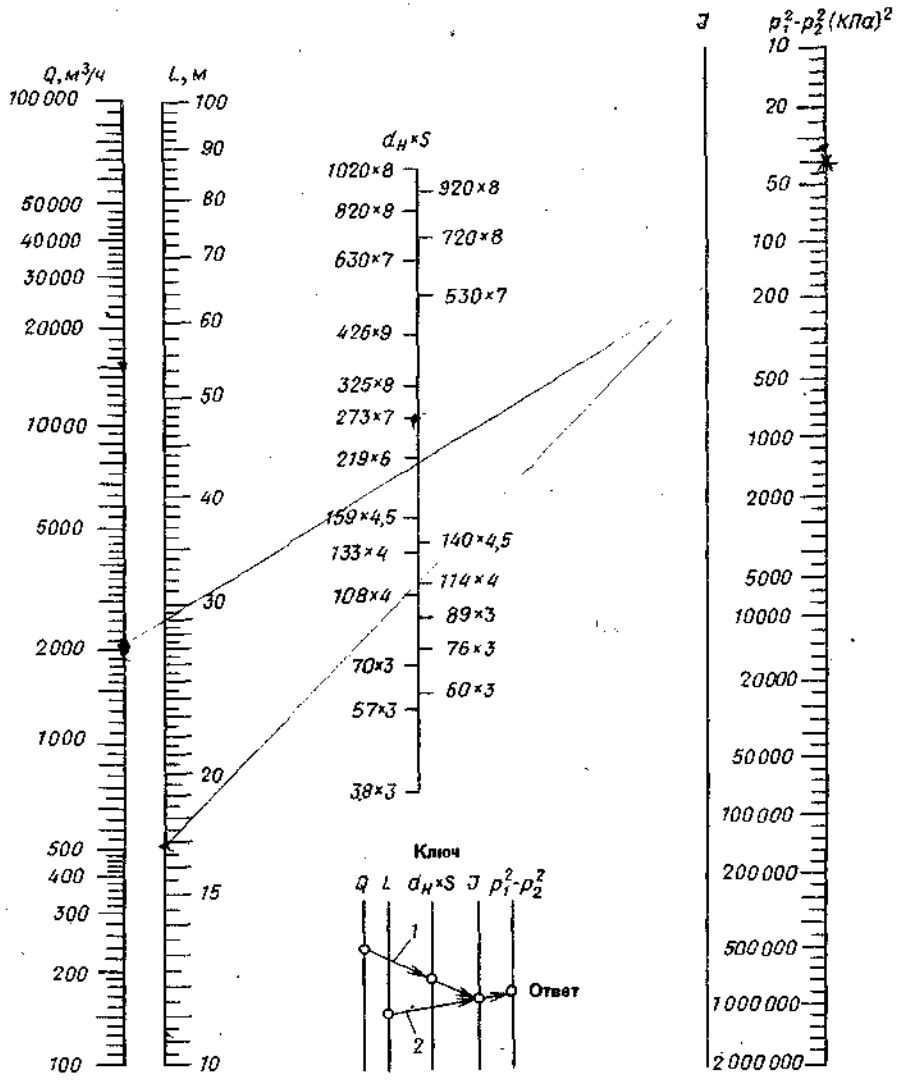


Рис. 6.2. Номограмма для определения потерь давления в газопроводах среднего и высокого давления (до 1,2 МПа). Природный газ: ρ=0,73 кг/м³, ν=14,3·10⁻⁶ м²/с (при 0 °С и 101,3 кПа) (в номограммах принято 1 кгс/см² = =100 кПа)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

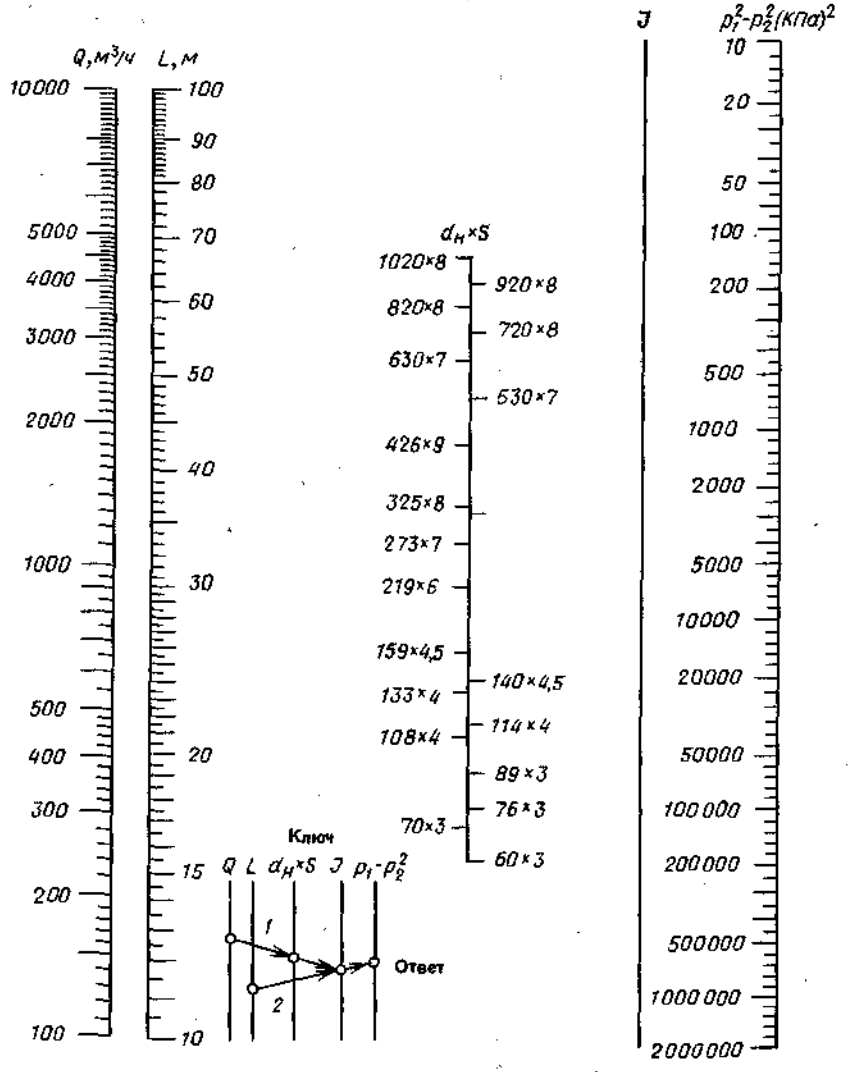


Рис. 6.3. Номограмма для определения потерь давления в газопроводах среднего и высокого давлений (до 1,2 МПа). Пропан $\rho = 2$ кг/м³, $\nu = 3{,}7 \times 10^{-6}$ м²/с (при 0 °С и 101,3 МПа)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

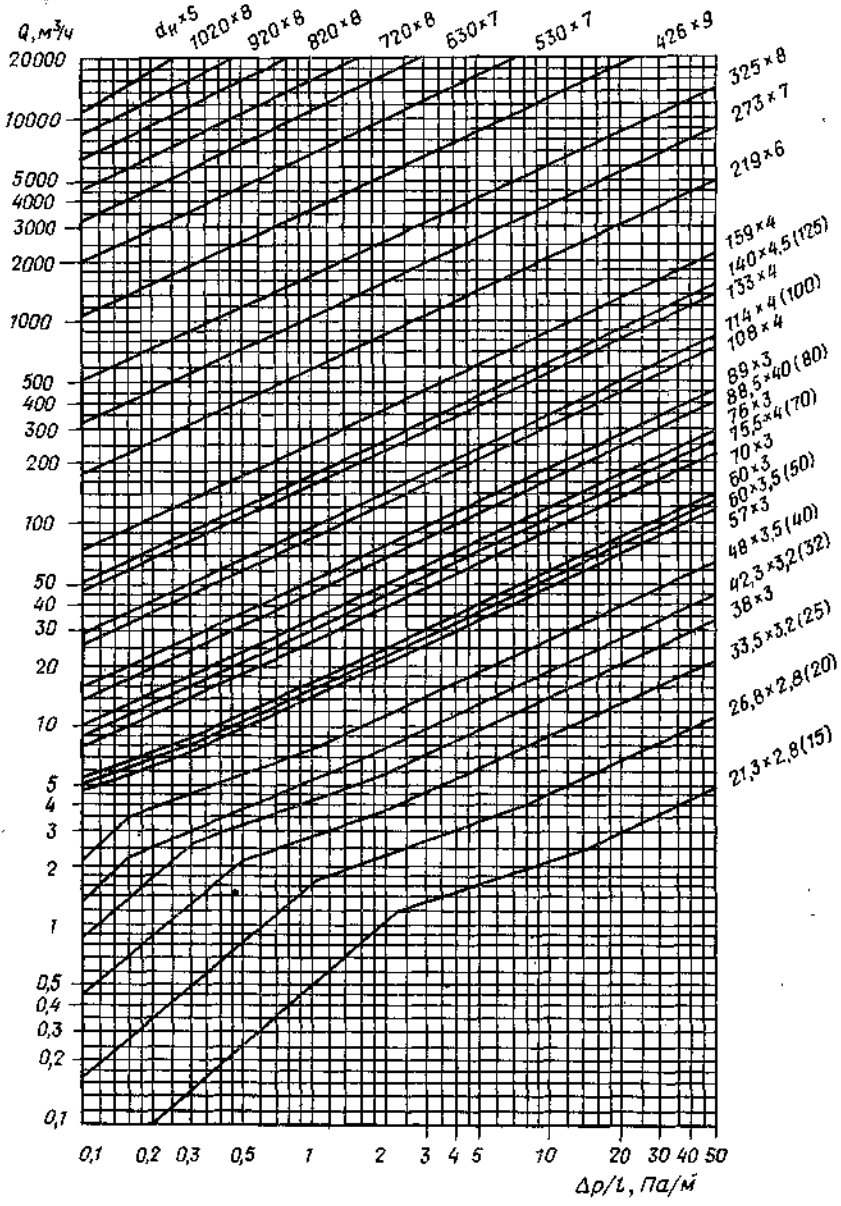


Рис. 6.4. Номограмма для определения потерь давления в газопроводах низкого давления (до 5 кПа). Природный газ $\rho=0{,}73$ кг/м³, $\nu=14{,}3\cdot10^{-6}$ м²/с (при 0 °С и 101,3 МПа)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

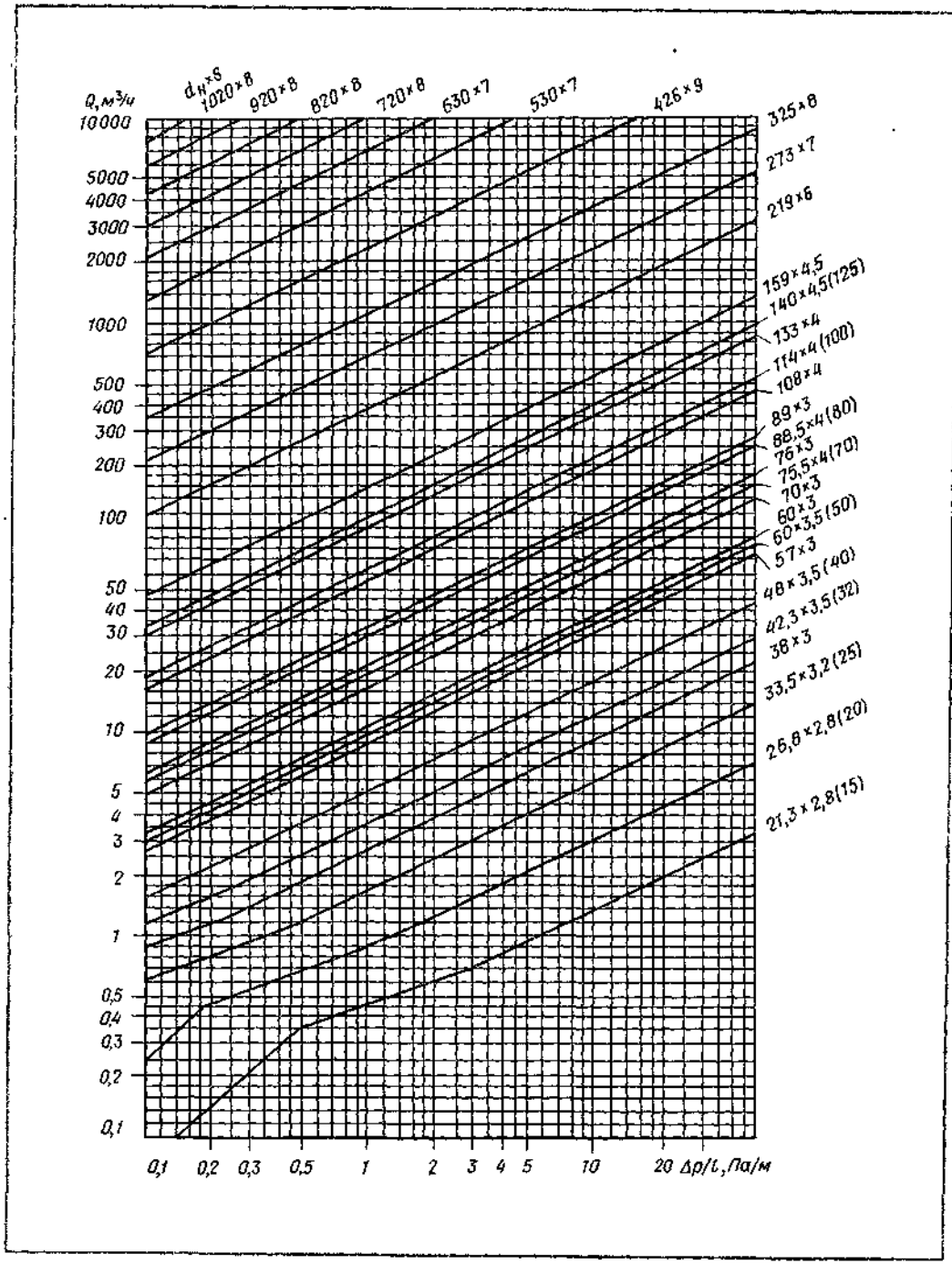


Рис. 6.5. Номограмма для определения потерь давления в газопроводах низкого давления (до 5 кПа). Пропан $\rho=2$ кг/м³, $\nu=3{,}7\times10^{-6}$ м²/с (при 0 °С и 101,3 кПа)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

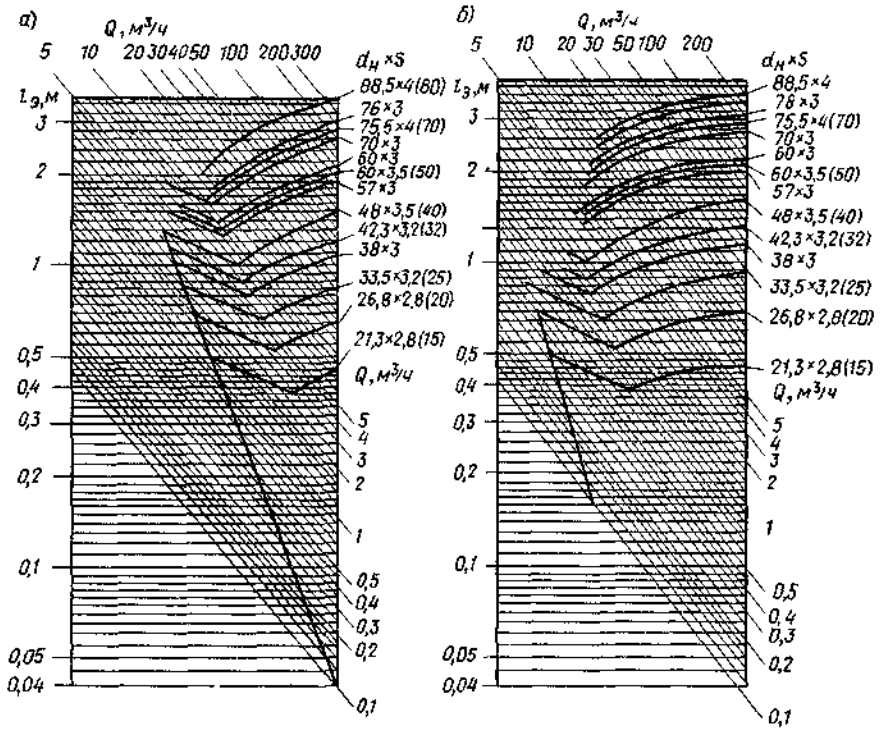


Рис. 6.6. Номограмма для определения эквивалентных длин
а — природный газ ($\rho = 0{,}73$ кг/м³, $\nu = 14{,}3 \times 10^{-6}$ м²/с при 0 °С и 101,3 кПа), *б* — пропан ($\rho = 2$ кг/м³, $\nu = 3{,}7 \times 10^{-6}$ м²/с при 0 °С и 101,3 кПа)

Таблица 61 **Коэффициент местных сопротивлений ζ**

Вид местного сопротивления	Значение ζ	Вид местного сопротивления	Значения ζ для диаметров, мм					
			15	20	25	32	40	50 и более
Внезапное сужение в пределах перехода на следующий диаметр по ГОСТу	0,35*	Угольник 90 °	2,2	2,1	2	1,8	1,6	1,1
Тройник проходной	1**	Пробочный кран	4	2	2	2	2	2
Тройник поворотный (ответвление)	1,5**	Вентиль прямой	11	7	6	6	6	5
Крестовина проходная	2**	Вентиль «косва»	3	3	3	2,5	2,5	2
Крестовина поворотная	3**	—	—	—	—	—	—	—
Отвод гнутый 90 °	0,3	Задвижка	0,5 (D = 50—100)		0,25 (D = 175—200)		0,15 (D = 300 и более)	

*ζ — отнесен к участку с меньшим диаметром
**ζ — отнесен к участку с меньшим расходом газа

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

отсюда следует, что дополнительное давление газа с увеличением высоты возникает потому, что абсолютное давление в газопроводе падает в меньшей степени, чем барометрическое давление. В формуле (6.26) величина H (м) означает разность геометрических отметок в конце и в начале газопровода. При подъеме газопровода значение H будет положительным, а при опускании — отрицательным. Если газ тяжелее воздуха (например, пропан), то дополнительное давление будет отрицательным (избыточное давление в газопроводе уменьшается). Дополнительное избыточное давление учитывают при расчете городских и промышленных газопроводов низкого давления при резко выраженном переменном рельефе местности, а также при расчете внутридомовых и внутрицеховых газопроводов низкого давления.

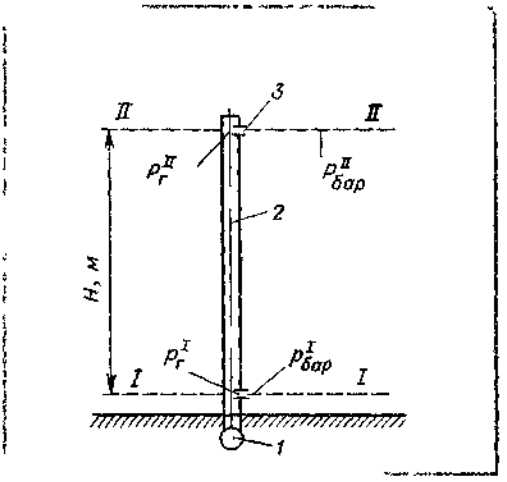


Рис. 6.7. Изменение избыточного давления в газопроводе в зависимости от высоты

1 — подземный газопровод, *2* — стояк, *3* — сопла горелок приборов (условно)

6.2. Основные характеристики газовых сетей. Постановка задачи расчета

Газовые сети состоят из участков, по которым движется газ, и узлов, в которых соединяются участки и к которым присоединяют ответвления к потребителям. Геометрические фигуры, состоящие из ребер и вершин, когда каждому ребру соответствуют две вершины, являющиеся концами этих ребер, называют графами. У связного графа каждая вершина может быть соединена цепью ребер с любой другой вершиной. Любая газовая сеть представляет собой конечный связный ориентированный граф, состоящий из конечного числа вершин (узлов), соединенных между собой ребрами (участками). Примеры газовых сетей, представляющих собой конечные связные ориентированные графы, показаны на рис. 6.8. Графы, у которых ребра пересекаются только в узлах, называются плоскими. Большинство газовых сетей можно представить в виде плоских графов. Цепочка последовательно соединенных ребер (участков), в которой каждую вершину (узел) при движении по направлению потока проходят один раз, называется путем. Например, *1—2—3—4—5* — путь газовой сети *а*, показанной на рис. 6.8. Путь, у которого начальная и конечная вершины совпадают, образует контур, цикл. Контур, у которого нет внутренних ребер, пересекающих его площадь, называется элементарным кольцом. Сеть *а* (см. рис. 6.8) состоит из двух элементарных колец, а сеть *б* — из одного.

Деревом графа называется подграф, содержащий все вершины графа и не имеющий ни одного замкнутого контура. Ребра, входящие в дерево, называются его ветвями. Тупиковая разветвленная газовая сеть представляет собой дерево (*а'*, *б'*). Кольцевая сеть представляет собой граф, состоящий только из циклов и не имеющий тупиковых ответвлений (*а*, *б*). Большинство газовых сетей представляют собой смешанный граф, состоящий из замкнутых контуров и тупиковых ответвлений. Граф (кольцевую сеть) можно трансформировать в дерево путем исключения из каждого цикла замыкающего участка. Очевидно, число замыкающих участков равно числу

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

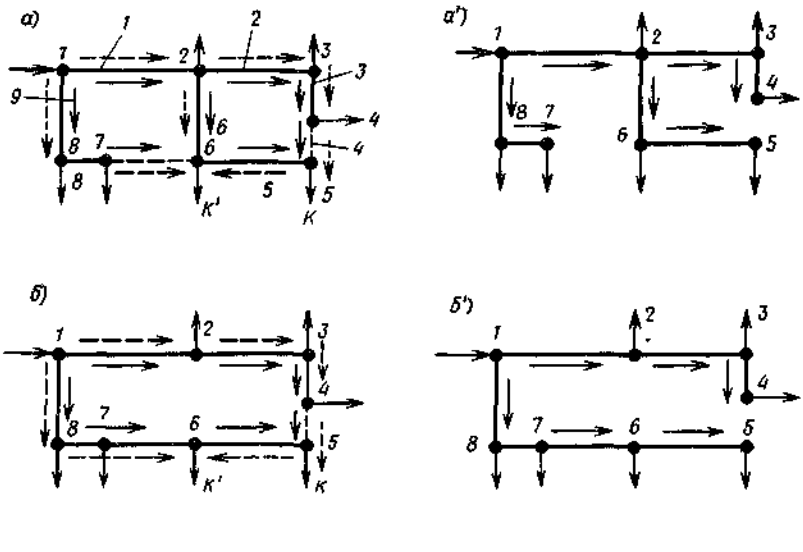


Рис. 6.8. Подача газа потребителям по тупиковым и кольцевым сетям
а, б — варианты кольцевых сетей, *а', б'* — варианты тупиковых сетей, *k, k'* — точки встречи потоков для различных вариантов потокораспределения, *1* — узел подачи газа, *2, 3, 4, 5, 6, 7, 8* — узлы потребления газа

элементарных циклов. Так, из кольцевых сетей *а, б* получаются деревья *а', б'* путем исключения замыкающих участков, показанных на рисунке пунктиром. В качестве замыкающих можно принимать различные участки сети, поэтому из каждой кольцевой сети можно получить несколько деревьев.

Цикломатическое число графа ν определяется равенством:

$$\nu = P - m + 1, \qquad (6.27)$$

где P — число ребер (участков) графа (сети); m — число вершин (узлов).

Цикломатическое число для всякого графа равно наибольшему числу независимых циклов. Для плоского графа число таких контуров равно числу элементарных колец n, т. е. $\nu = n$. Для плоских графов равенство

$$P = n + m - 1 \qquad (6.28)$$

может быть получено как следствие теоремы Эйлера о соотношении ребер P, вершин m и граней (колец) n выпуклых многогранников. Для разветвленных тупиковых газовых сетей, не имеющих замкнутых контуров, $\nu = n = 0$, следовательно,

$$P = m - 1. \qquad (6.29)$$

Рассмотрим особенности разветвленных и кольцевых газовых сетей. У разветвленных сетей газ поступает к узлу потребления по одному участку (по одному направлению), поэтому они являются тупиковыми сетями. Таким образом, потребители, присоединенные к разветвленным сетям, имеют одностороннее питание и не имеют резервных участков сети, по которым газ мог бы поступать к потребителям при отказе основных участков. Ввиду того, что разветвленная сеть не имеет резервирующих элементов, надежность газоснабжения определяется только надежностью элементов сети, по которым газ последовательно движется к потребителям. Если у разветвленной сети будет выключен элемент (например, участок газопровода) из работы, тогда все потребители, которые присоединены

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

за этим элементом, не получат газа.

Повысить надежность разветвленной сети можно, например, дублированием всех элемеитов. Однако этот путь связан с большими дополнительными капитальными вложениями и для распределительных сетей его не используют. В распределительных системах возможно дублирование только отдельных участков, которые питают систему в целом. Повышения надежности разветвленных сетей достигают путем их кольцевания. На рис. 6.8 показаны два варианта решения разветвленной сети (*а'* и *б'*) для обеспечения газоснабжения потребителей *2, 3...,6*. Оба варианта могут быть превращены в кольцевые схемы (*а* и *б*) путем введения замыкающих участков, которые показаны на рисунке пунктиром.

Основное отличие кольцевых сетей от разветвленных заключается в том, что они состоят из замкнутых контуров, в результате чего газ может поступать к потребителям по двум или нескольким линиям, т. е. потребители имеют двустороннее или многостороннее питание. Если в расчетном режиме газ к узлу, к которому присоединен потребитель, поступает только по одному участку (например, узел *3* на рис. 6.8), все равно он обеспечен двусторонним питанием. Действительно, если откажет участок *1—2* (см. *а* и *б* на рис. 6.8), тогда направление движения газа на отдельных участках изменится на противоположное и газ к узлу *3* будет поступать по другой линии питания — по участку *3—4*.

Надежность кольцевой сети по сравнению с разветвленной значительно выше, так как она имеет резервирующие элементы — замыкающие участки. Надежность газоснабжения потребителей будет выше, чем иадежность элементов сети, по которым газ в расчетном режиме последовательно движется к потребителям. При отказе элемента в расчетном пути газа к потребителю возникает другой путь движения газа через резервирующий элемент. Следовательно, надежность кольцевой сети будет выше надежности элементов, из которых она состоит.

Другое отличие разветвленной сети от кольцевой сети состоит в том, что у тупиковой разветвленной сети транзитные расходы распределяются по участкам однозначно, а у кольцевых сетей можно наметить бесчисленное количество вариантов их распределения, что проиллюстрировано на схемах сетей (см. рис. 6.8). Например, для тупиковой схемы *а'* транзитный расход для участка *2—6* равен сумме расходов в узлах *5* и *6*, и это является единственным решением. В общем случае транзитный расход для любого участка будет равен сумме всех узловых расходов, расположеиных за этим участком. Для кольцевой сети (вариант *а*), во-первых, можно назначить точку встречи газа в любом из узлов, исключая узел питания, что даст определенное количество вариантов; во-вторых, расход газа из узла встречи потоков можно распределить между примыкающими к узлу участками бесконечным количеством вариантов, вследствие чего появляется возможность произвольного распределения транзитных расходов в кольцевых сетях. Вместе с тем для оптимального распределения потоков необходимо использовать определенный принцип.

Учитывая, что кольцевые газопроводы проектируют исключительно для того, чтобы обеспечить надежную работу сети, при распределении транзитных расходов следует руководствоваться принципом максимальной надежности сети, исходя из которого наилучшим будет решение, допускающее взаимозаменяемость отдельных участков. В этом случае нагрузку участка, вышедшего из строя, можно передать на соседние участки с наименьшими нарушениями работы сети.

Третье отличие кольцевой сети от разветвленной заключается в том, что изменение диаметра какого-нибудь участка у разветвленной сети не влияет на распределение расходов по

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

другим участкам и приводит лишь к изменению давления в начальной точке сети. Изменение диаметра какого-либо участка кольцевой сети приведет к перераспределению расходов у всех остальных участков, так как ветви кольцевой сети включены параллельно. Кроме того, изменится и давление в точке питания сети.

Рассмотрим постановку задачи расчета разветвленной сети. Как было отмечено выше, транзитные расходы в сети определены однозначно, следовательно, расчетные расходы для всех участков известны. Таким образом, каждый участок характеризуется двумя неизвестными: диаметром d_i и потерей давления на участке Δp_i. Если число участков тупиковой сети Р, то общее число неизвестных будет 2Р. Выясним, какие уравнения можно составить для отыскания 2Р неизвестных, т. е. для решения поставленной задачи.

Для каждого участка можно написать уравнение гидравлических потерь

$$\Delta p_i = k \frac{Q_i^{\alpha}}{d_i^{\beta}} l_i , \qquad (6.30)$$

где Δp_i — потери давления на участке; k — коэффициент, зависящий от свойств газа; d_i, l_i — диаметр и длина участка; α и β — показатели степени, которые в общем случае зависят от режима движения газа и шероховатости труб.

Таких уравнений можно написать Р. Следовательно, оставшееся число неизвестных будет Р. Распределительные газовые сети рассчитывают на постоянный расчетный перепад давлений $\Delta p_р$. Учитывая этот принцип, можно написать дополнительные уравнения типа

$$\sum_{1}^{k} \Delta p_i - \Delta p_р = 0 , \qquad (6.31)$$

которые устанавливают, что по каждому направлению от точки питания *1* до концевой точки k сумма потерь давления должна быть равна $\Delta p_р$ (см. рис. 6.8). Число таких уравнений равно числу концевых точек к. Например, для схемы *а′* рис. 6.8 $k=3$, а схемы *б′* к=2.

Оставшееся количество лишних неизвестных

$$f = P - к. \qquad (6.32)$$

Так как для разветвленной сети существует соотношение (6.29)

$$P = m - 1,$$

то, используя его, можно написать

$$f = P - к = m - 1 - к = m - (1 + к) \qquad (6.33)$$

Уравнение (6.33), определяющее число лишних неизвестных, имеет следующую интерпретацию: общее число узлов m, число узлов с заданным давлением (1+к), т. е. первый и все концевые узлы. Таким образом, число лишних неизвестных равно числу узлов с незаданными давлениями. Для определения лишних неизвестных надо задать дополнительное условие. Таким условием служит минимизация функции приведенных затрат. Учитывая то, что эксплуатационные расходы при незначительном изменении диаметров практически остаются неизменными, можно минимизировать стоимость газопроводов или даже расход металла на сеть.

Анализируя процесс минимизации функции стоимости с позиции распределения потерь по участкам газопроводов, можно сделать вывод, что потери давления между последовательно расположенными участками должны быть распределены таким образом, чтобы суммарная стоимость сети была минимальной. Иначе говоря, наиболее экономичному решению будет отвечать оптимальная форма пьезометра, которую необходимо отыскать при минимизации функции стоимости. На рис. 6.9 изображен пьезометр части тупиковой сети, включающей узлы *1—2—3—4—5—6*, показанные на схеме *а′* (см. рис. 6.8). Обычно при «ручном» счете расчет ведут по постоянному падению давления по длине газопровода ($\Delta p/l$=const), чему соответствует пьезометр на рис. 6.9 показанный прямыми, соединяющими давления в т. 1—4′, 2—5′. Этот

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

метод расчета дает отклонения от оптимального метода расчета на 3—6%. На рис. 6.9 показаны также и другие возможные формы пьезометра, например *3*, когда удельные потери давления на головных участках приняты бо́льшими, чем на конечных. При таком пьезометре уменьшается стоимость головных участков и увеличивается стоимость конечных. Для пьезометров *2* существует обратное распределение удельных потерь давления по участкам. Каждому пьезометру *(1,2,3)* будет соответствовать определенная стоимость сети. Технико-экономический расчет дает возможность найти оптимальную форму пьезометра, при которой стоимость газовой сети будет минимальной. Давление в узлах с незаданным давлением *(2,3,6)* можно выбрать любое, только соблюдая ограничения $p_н \geqslant p_i \geqslant p_к$.

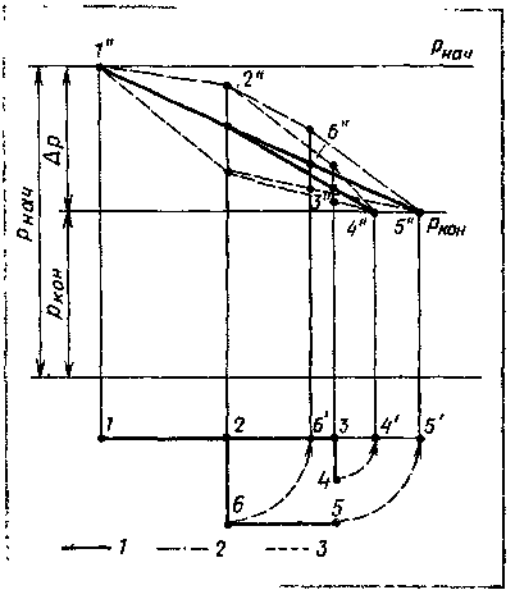


Рис. 6.9. Выбор оптимальной формы пьезометра
1 — пьезометр при $\Delta p/l = \text{const}$; *2* — пьезометр при меньших потерях давления на головных участках; *3* — пьезометр при больших потерях на головных участках

Как было отмечено выше, при расчете кольцевой сети можно наметить бесчисленное множество вариантов потокораспределения. Следовательно, в общем случае у кольцевой сети неизвестными будут диаметры d_i, перепады давления на них Δp_i и расчетные расходы Q_i (для разветвленных сетей неизвестными были только диаметры и перепады давления). Отсюда каждый участок кольцевой сети будет характеризоваться тремя неизвестными: диаметром, перепадом давления и расчетным расходом, а общее число неизвестных сети равно утроенному числу участков, т. е. равно 3P. Так же, как и при расчете разветвленной сети, для каждого участка можно написать уравнение гидравлических потерь (6.30). Число таких уравнений равно P.

Некоторое число уравнений можно составить, исходя из двух законов кольцевых сетей, аналогичных законам Кирхгофа для электрических сетей:

1) алгебраическая сумма всех потоков газа Q_{ij}, сходящихся в узле, включая узловые расходы Q_j, равна нулю. Потокам, подходящим к узлу, присвоим знак плюс, а выходящим из узла — минус. Математически этот закон выражается уравнением

$$\Sigma Q_{ij} + Q_j = 0. \qquad (6.34)$$

Число уравнений типа (6.34) для кольцевой сети равно числу узлов без одного, так как последний узел при заданном количестве газа, подаваемого в сеть, дает тождество. Первый закон дает $(m-1)$ уравнений;

2) алгебраическая сумма всех перепадов давлений в замкнутом контуре равна нулю при условии, если в этом контуре нет нагнетателей. Считаем перепады давления газа на участках, в которых газ движется по часовой стрелке, положительными, а на участках с направлением движения газа против часовой стрелки — отрицательными. Таким образом, второй закон дает число уравнений

$$\sum_{\text{по кольцу}} \Delta p_i = 0, \qquad (6.35)$$

равное числу элементарных колец n. Следовательно, рассмотренные законы дают $m+n-1$ уравнений, т. е. коли-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

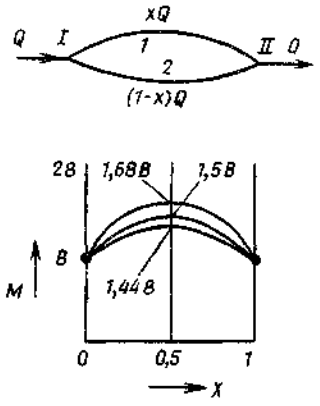


Рис. 6.10. Зависимость материальной характеристики M сети от распределения потока газа по параллельным газопроводам x

чество, равное числу участков P [см. формулу (6.28)].

Городские газовые сети рассчитывают на заданный перепад давлений. Это условие дает дополнительные уравнения типа (6.31). Число таких уравнений для кольцевой сети равно числу точек встречи потоков (концевых точек) k. Таким образом, общее число уравнений равно $2P+k$, а число неизвестных — $3P$. Число лишних неизвестных равно $P-k$. Следовательно, задача расчета кольцевой сети является неопределенной. Для того чтобы она имела единственное решение, нужно добавить дополнительные условия или задаться лишними неизвестными. Добавление $P-k$ уравнений экономичности для определения лишних неизвестных желаемого результата не дает, так как экономически наивыгоднейший вариант распределения расходов по результатам многочисленных исследований приводит к вырождению кольцевой сети в тупиковую. Следовательно, экономически оптимального решения для кольцевой сети в общем случае не существует.

Подтвердим высказанные соображения на следующем примере. Как отмечалось выше, основным отличием кольцевых сетей от разветвленных является двойное, двустороннее или многостороннее питание узлов. Следовательно, если можно найти оптимальное распределение потока по двум параллельным линиям, при котором их суммарная материальная характеристика будет иметь минимальное значение, то в принципе можно найти оптимальное распределение потоков и для кольцевой сети.

Материальной характеристикой сети называют величину, пропорциональную расходу металла на сеть:

$$M=\sum_{i}^{p} d_i l_i , \qquad (6.36)$$

где d_i и l_i — диаметры и длины участков сети, а P — общее число участков.

Расход металла на сеть рассчитывают по формуле

$$m=\sum_{i}^{p} \pi d_i \delta_i l_i \rho_м ,$$

где δ_i — толщина стенки трубы, $\rho_м$ — плотность металла

Приняв для распределительных газопроводов толщину стенок труб $\delta_{ср}$, получим следующую зависимость:

$$m \approx \pi \delta_{ср} \rho_м \sum_{i}^{p} d_i l_i = \pi \delta_{ср} \rho_м M ,$$

т. е. материальная характеристика M пропорциональна массе израсходованного металла на сеть m. На рис. 6.10 показаны две равные по длине параллельные линии, которые питают узел II. Поставим задачу: поток газа между этими параллельными линиями xQ и $(1-x)Q$ распределить так, чтобы сумма $d_1 l_1 + d_2 l_2$ имела минимальное значение. Для простоты примем $l_1=l_2=l$. Диаметры участков определим по формуле (6.30)

$$d_i = k^{1/\beta} \left(\frac{l_i}{\Delta p_i} \right)^{1/\beta} Q^{\alpha/\beta} = A Q_i^{\alpha/\beta}$$

или

$$d_1 = A Q^{\alpha/\beta} x^{\alpha/\beta} ;$$

$$d_2 = A Q^{\alpha/\beta} (1-x)^{\alpha/\beta} .$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Материальную характеристику M можно определить из следующего уравнения:

$$M=\sum_{1}^{2} d_i l_i = AQ^{\alpha/\beta} l x^{\alpha/\beta} + AQ^{\alpha/\beta} l (1-x)^{\alpha/\beta} = B\left[x^{\alpha/\beta}+(1-x)^{\alpha/\beta}\right]. \quad (6.37)$$

Показатели степени α и β зависят от режима движения жидкости: при квадратичном режиме $\alpha=2$, $\beta=5{,}25$, $\alpha/\beta=0{,}381$; для режима гидравлической гладкости $\alpha=1{,}75$, $\beta=4{,}75$, $\alpha/\beta=0{,}367$; для ламинарного режима $\alpha=1$, $\beta=4$, $\alpha/\beta=0{,}25$.

Продифференцируем уравнение (6.37) и отыщем экстремальное значение

$$\frac{dM}{dx} = B\left[\frac{\alpha}{\beta} x^{\alpha/\beta-1} + \frac{\alpha}{\beta}(1-x)^{\alpha/\beta-1}(-1)\right]_{x=0{,}5} = 0.$$

При $x=0{,}5$ материальная характеристика будет соответственно: $\alpha/\beta=0{,}381$; $M=1{,}44B$; $\alpha/\beta=0{,}367$; $M=1{,}5B$; $\alpha/\beta=0{,}25$; $M=1{,}68B$. Зависимость $M=f(x)$ показана на рис. 6.10. Вторая производная имеет отрицательный знак, следовательно, в точке $x=0{,}5$ материальная характеристика M имеет максимальное значение. Минимальные значения материальная характеристика будет иметь при $x=0$ и $x=1$, $M_{мин}=B$.

Из приведенного расчета следует, что оптимальному распределению потоков отвечает тот случай, когда весь поток идет только по одному трубопроводу. Если длины параллельных линий неодинаковые, то минимум соответствует варианту, когда поток газа направляется по кратчайшему пути. В результате проведенных расчетов установлено, что при экономической оптимизации распределения потоков в кольцевой сети расходы газа на замыкающих участках становятся нулевыми, и сеть вырождается в «дерево». Из приведенного анализа следует: всякое дробление потока повышает стоимость сети.

Для решения вопроса о распределении потоков газа по участкам сети, т. е. для определения расчетных расходов, используют принцип надежности сети. Исходя из этого принципа, распределяют транзитные расходы, после чего вычисляют все расчетные расходы; число неизвестных становится при этом равным удвоенному числу участков. После распределения потоков газа число уравнений сокращается на $(m-1)$, так как условия баланса газа в узлах удовлетворяют при определении расчетных расходов. Теперь число неизвестных составит

$$f=2P-(P+n+к)=P-(n+к),$$
$$\text{но } P=n+m-1,$$

следовательно,

$$f=m-(1+к). \quad (6.38)$$

Из последнего выражения вытекает, что и для кольцевой сети число лишних неизвестных равно числу узлов с незаданными давлениями. При технико-экономическом расчете кольцевой сети нужно добавить f уравнений экономичности, после чего задача станет определенной, а ее решение даст единственно возможные диаметры для всех участков сети, но экономический расчет для кольцевых сетей не применяют, так как диаметры участков выбирают из соображений надежности.

6.3. Расчетная схема отдачи газа из сети. Предварительное распределение потоков

Расчетная схема отдачи газа из сети. При проектировании распределительной сети низкого давления данные о потребителях, которые будут к ней присоединены, отсутствуют. Известны только суммарная нагрузка отдельных кварталов и районов, а также направления использования газа. Поэ-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

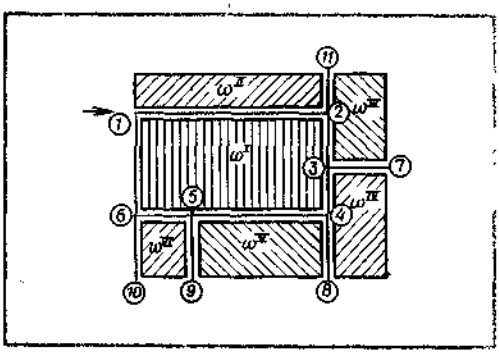


Рис. 6.11. Расчетная схема газоотдачи

тому при расчете газопроводов необходимо исходить из определенной схемы отдачи газа из сети, которая в наибольшей степени отражала бы фактическую нагрузку, присоединяемую к газопроводам. Для этого используют следующую методику.

Всю газоснабжаемую селитебную территорию делят на несколько районов, считая газовую нагрузку для каждого района равномерно распределенной, но отличающейся для отдельных районов значениями удельных часовых расходов, отнесенных к единице площади. В качестве критерия для разделения по районам должна быть принята степень использования газа в жилых домах, в частности использование газа для приготовления горячей воды и для местных систем отопления. В районах новой многоэтажной застройки местные системы отопления не проектируют, поэтому сеть низкого давления отопительной нагрузки нести не будет. При наличии централизованного горячего водоснабжения соответственно будет уменьшена и подача газа в здания.

После разделения селитебной территории по районам осуществляют трассировку распределительной сети, в результате чего выявляют контуры газопроводов, к которым будут присоединены потребители. К газопроводам присоединяют большое число различных потребителей. Это могут быть отдельные стояки жилых зданий, отдельные жилые здания и отдельные мелкие отопительные котельные, коммунальные, общественные и прочие потребители. Кроме того, к ним присоединяют ответвления, которые подают газ группам зданий. Отличительная особенность этих потребителей состоит в том, что заранее не известны места их присоединения к газопроводу. Поэтому предполагают равномерное присоединение потребителей по длине участков газовой сети, тем самым предполагая, что газ равномерно расходуется по пути движения. Такую нагрузку называют путевой. Путевой расход для каждого участка принимают пропорциональным его длине. Только для потребителя со значительным расходом газа может быть известно место присоединения к газопроводу, в таком случае его учитывают как сосредоточенную нагрузку. Ниже представлена методика определения путевых расходов:

а) всю газифицируемую территорию разбивают на площади с одинаковым удельным потреблением газа, которые получают газ от определенных контуров или участков сети;

б) вычисляют количества газа, которые потребляют на этих площадях;

в) рассчитывают удельные путевые расходы путем деления потребляемого газа на этих площадях на периметр сети, от которой подается газ;

г) определяют путевой расход участка, умножая удельный расход на его длину. При двухсторонней раздаче газа удельный расход участка равен сумме удельных путевых расходов газа по обе стороны участка. Путевые расходы для отдельных участков схемы, показанной на рис. 6.11, вычисляют по следующим соотношениям:

$$Q_{\text{п}}^{1\,2} = \left[\frac{q_{\omega}\omega^{\text{II}}}{l_{1\,2\text{-}11}} + \frac{q_{\omega}\omega^{\text{I}}}{l_{1\text{-}2\,3\text{-}4\,5\,6\text{-}1}} \right] l_{1\,2};$$

$$Q_{\text{п}}^{2\,3} = \left[\frac{q_{\text{п}}\omega^{\text{III}}}{l_{11\text{-}2\text{-}3\,7}} + \frac{q_{\omega}\omega^{\text{I}}}{l_{1\,2\,3\,4\text{-}5\,6\,1}} \right] l_{2\text{-}3};$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$Q_{\text{п}}^{3\text{-}4}=\left[\frac{q_{\omega}\omega^{\text{IV}}}{T_{7\text{-}3\text{-}4\text{-}8}}+\frac{q_{\omega}\omega^{\text{I}}}{T_{1\text{-}2\text{-}3\text{-}4\text{-}5\text{-}6\text{-}1}}\right]l_{4\text{-}8}\ \text{и т.д.}$$

где q_{ω} — удельное потребление газа, м³/(ч·га), на площади ω, га; l — длина участка, м.

Из изложенного следует, что кроме сосредоточенных расходов, присоединяемых в узлах сети, к участкам присоединяют путевые расходы, вследствие чего возникает необходимость в специальной методике определения расчетных расходов для участков сети. На рис. 6.12 показаны различные схемы присоединения потребителей к участку газопровода длиной l. Схема *а* является обычной схемой присоединения нагрузки в узлах. Узловая нагрузка в конце участка включает и нагрузку потребителей, присоединенных к этому узлу, и расход газа, подаваемого в соседний участок. Для участка (схема *а*) эта нагрузка является транзитным расходом $Q_{\text{т}}$. Расчетный расход газа будет равен транзитному расходу:

$$Q_{\text{р}}=Q_{\text{т}}.$$

На схеме *б* показан участок газопровода, к которому присоединено большое число мелких потребителей, т. е. путевая нагрузка $Q_{\text{п}}$. Транзитного расхода участок не несет ($Q_{\text{т}}=0$). Расчетный расход для этого участка определяют как эквивалентный, дающий одинаковые гидравлические потери с фактическими. Его удобно принимать как долю α от путевого расхода, т. е.

$$Q_{\text{р}}=\alpha Q_{\text{п}},$$

где α — коэффициент, зависящий от соотношения между путевым и транзитным расходами и числа мелких потребителей, составляющих путевую нагрузку.

На схеме *в* показана общая схема отдачи газа из сети, когда участок несет и путевой, и транзитный расход. Для него

$$Q_{\text{р}}=Q_{\text{т}}+\alpha Q_{\text{п}}.$$

Рассмотрим возможные численные значения для коэффициента α. За

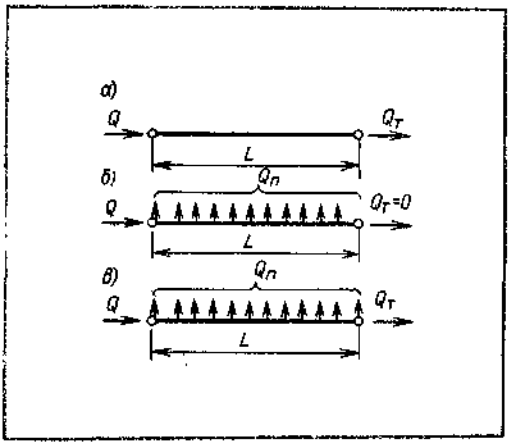


Рис. 6.12. Расчетные схемы отдачи газа из сети
а — только транзитный расход; *б* — только путевой расход; *в* — путевой и транзитный расходы

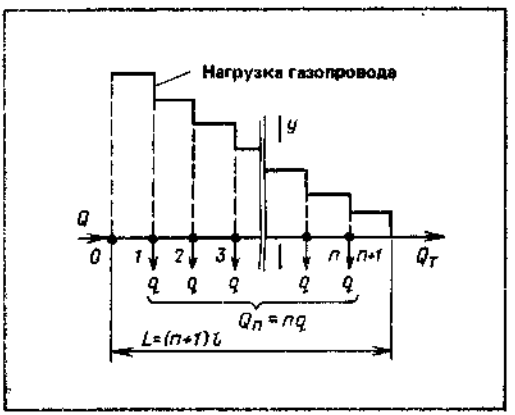


Рис. 6.13. График распределения нагрузки по газопроводу

расчетную схему примем схему нагрузки участка газопровода, показанную на рис. 6.13. Участок имеет диаметр d и длину L. На одинаковом расстоянии l друг от друга присоединены ответвления (первое упрощение). Все ответвления несут одинаковую нагрузку q (второе упрощение). Принятые упрощения вытекают из главного допущения о равномерной раздаче газа по контурам.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Рассчитаем фактические потери давления на всем газопроводе, принимая квадратичный закон гидравлического сопротивления

$$\Delta p = aQ^2 l.$$

Расход газа для любого участка, например для y, определим из выражения

$$Q_y = Q - (y-1)q,$$

где Q — общий расход газа.

Потери давления на участке y равны:

$$\Delta p_y = a[Q-(y-1)q]^2 l$$

или

$$\Delta p_y = aQ^2 l\left[1-(y-1)\frac{x}{n}\right]^2,$$

где

$$q = Q_{\text{пут}}/n;\ x = Q_{\text{пут}}/Q.$$

Величина x определяет долю путевого расхода $Q_{\text{пут}}$ от общего и может изменяться в пределах $0 \leqslant x \leqslant 1$. Бо́льшие значения x характерны для периферийных участков сети, а меньшие — для головных.

Суммарные потери Δp на всем газопроводе равны:

$$\Delta p = \sum_1^{n+1} \Delta p_y = aQ^2 l \sum_1^{n+1}\left[1-(y-1)\frac{x}{n}\right]^2.$$

Раскроем квадраты для скобок и просуммируем полученные выражения для участков в пределах от 1 до $n+1$.

$$1 - 2(1-1)\frac{x}{n} + (1-1)^2\left(\frac{x}{n}\right)^2;$$

$$1 - 2(2-1)\frac{x}{n} + (2-1)^2\left(\frac{x}{n}\right)^2;$$

. . . . . .

$$\frac{1-2(n+1-1)\frac{x}{n}+(n+1-1)^2\left(\frac{x}{n}\right)^2}{n+1-2\frac{x}{n}\cdot(1+2+\ldots+n)+\left(\frac{x}{n}\right)^2(1^2+2^2+\ldots+n^2)}$$

так как

$$1+2+\ldots+n = \frac{n(n+1)}{2};$$

$$1^2+2^2+\ldots+n^2 = \frac{n(n+1)(2n+1)}{6},$$

то

$$\sum_1^{n+1}\left[1-(y-1)\frac{x}{n}\right]^2 = (n+1)\left(1-x+\frac{2n+1}{6n}x^2\right).$$

Окончательное выражение для потерь давления в газопроводе примет вид

$$\Delta p = aQ^2 L\left(1-x+\frac{2n+1}{6n}x^2\right).$$

За расчетный расход газа примем такой эквивалентный расход, при пропуске которого через участок газопровода потери давления будут равны потерям при действительном, переменном расходе. В качестве расчетной формулы примем приведенное выше выражение

$$Q_p = Q_т + \alpha Q_{\text{пут}},$$

тогда потери давления на газопроводе

$$\Delta p = a(Q_т + \alpha Q_n)^2 L = aQ^2 L(1-x+\alpha x)^2.$$

Приравняем выражения и определим α:

$$\alpha = \frac{\sqrt{\left(1-x+\frac{2n+1}{6n}x^2\right)}-(1-x)}{x}. \qquad (6.39)$$

Подсчитаем значение α при различных сочетаниях x и n. При $x=0$ путевой расход отсутствует. В этом случае коэффициент α не имеет физического смысла. Его предельное значение определяют по правилу Лопиталя, оно равно 0,5. При $x=1$ (транзитный расход отсутствует) и $n=\infty$ (равномерно распределенный путевой расход) $\alpha = 1/\sqrt{3} = 0{,}577$. Значение коэффициента α для некоторых сочетаний x и n приведены в табл. 6.2. Для распределительных газопроводов число ответвлений обычно бывает не менее 5—10. Коэффициент α в таком случае изменяется в пределах 0,5—0,6.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 6.2. **Значения коэффициента α**

x	Число ответвлений n				
	1	5	10	100	∞
0	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500
0,5	0,582	0,538	0,534	0,528	0,528
1	0,707	0,606	0,592	0,577	0,577

Таблица 6.3. **Значения коэффициента α при показателе степени в формуле гидравлического сопротивления, равном 1,75**

x	Число ответвлений n		
	1	5	∞
0	0,500	0,50	0,500
1	0,674	0,59	0,562

В среднем можно принять $\alpha=0,55$. Значения α, приведенные в табл. 6.2., были получены для квадратичного закона сопротивления газопроводов.

Если закон сопротивления будет иметь показатель степени 1,75, то коэффициент α изменится незначительно. Коэффициент α для некоторых значений x и n приведен в табл. 6.3. Таким образом, среднее значение для гидравлически гладких труб можно принять также равным 0,55. На основании изложенного можно написать следующую формулу расчетного расхода газа для распределительных газопроводов:

$$Q_р=Q_т+0,55Q_п. \qquad (6.40)$$

Из полученной зависимости следует, что на газопроводе, несущем в конце сосредоточенную нагрузку ($Q_р=Q_т+0,55Q_п$), перепад давлений равен перепаду при фактической нагрузке. Отсюда путевую нарузку можно заменить эквивалентной, состоящей из двух сосредоточенных расходов: в начале участка $0,45Q_п$ и в конце $0,55Q_п$. При расчете газовых сетей часто путевые расходы заменяют узловыми. Узловые расходы равны сумме $0,55Q_п$ всех участков, по которым газ подходит к узлу, плюс сумма $0,45Q_п$ всех участков, по которым газ отходит от узла, плюс сосредоточенный расход в данном узле. В целях упрощения расчета часто коэффициент α принимают равным 0,5 и узловой расход определяют как полусумму путевых расходов всех участков, сходящихся в узле, плюс сосредоточенный расход в данном узле.

Газовые сети в отличие от водопроводных характеризуются большим числом точек питания и малым числом последовательно соединенных участков от точки питания до концевых точек. Поэтому для них характерно отношение $Q_п/Q=0,3-1$, в то время как для сетей с большим числом последовательных участков значения $Q_п/Q$ будут значительно меньшие. При малых значениях $Q_п/Q$ (что характерно для водопроводных сетей) определение расчетных расходов по формуле $Q_р=Q_т+0,5Q_п$ приведет к небольшой ошибке. Но при значениях $Q_п/Q$, характерных для газовых сетей, такое упрощение приведет к существенному занижению расчетных расходов. Это не оправдывается некоторым упрощением расчета. Поэтому для газовых сетей расчетные расходы следует определять по формуле 6.40.

Предварительное распределение потоков газа в сети. Как отмечалось выше, кольцевые сети проектируют для повышения надежности газоснабжения. У кольцевых сетей выключение участка не приводит к перерыву в газоснабжении, ибо газ к потребителям будет поступать по другому, резервному пути. Обычно резервный путь оказывается длиннее расчетного пути, и для преодоления гидравлических сопротивлений на нем необходимо располагать дополнительным давлением газа. Таким образом, структурное резервирование сети путем введения перемычек и превращения дерева в кольцевую сеть само по себе не может обеспечить надежного газоснабжения.

Структурный резерв должен со-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

провождаться резервом мощности (пропускной способности), который выражается в запасах в диаметрах сети (или в давлении). В большинстве случаев диаметры сети подбирают по расчетным нагрузкам с оставлением некоторого резерва давления и проверяют их достаточность в аварийных гидравлических режимах. При такой постановке расчета большое значение приобретает вопрос правильного начального распределения потоков. В процессе окончательного гидравлического расчета начальное распределение будет скорректировано, но величины и направления главных потоков в основном будут сохранены. Остановимся на принципах решения этой задачи.

Первоначально рассмотрим предварительное распределение потоков в сетях высокого (среднего) давления Эти сети представляют собой верхний иерархический уровень городской системы газоснабжения, и потому от их надежности зависит надежность всей системы. Сеть высокого (среднего) давления резервируют путем кольцевания и дублирования отдельных участков. Степень резервирования должна соответствовать требуемому уровню надежности. Сети верхнего иерархического уровня характеризуются ограниченным числом источников питания, соответствующих числу ГРС; значительной протяженностью, определяемой размерами города и сравнительно крупными узловыми нагрузками, присоединяемыми к сети (заметим, что путевую нагрузку сети высокого давления не несут). Отмеченные особенности в основном и определяют начальное распределение потоков и принципы кольцевания сетей.

Сначала разделяют сеть высокого давления на зоны, соответствующие источникам питания (ГРС). От каждого источника питания выбирают направления главных потоков газа. При выборе направлений учитывают два обстоятельства: потоки должны быть направлены в центры нагрузки и их направления должны способствовать образованию замкнутых контуров, участки которых несут примерно одинаковые нагрузки. Параллельные газопроводы, по которым движутся главные потоки газа, следует резервировать перемычками. В результате образуется кольцевая сеть, которая должна содержать основные контуры, объединяющие источники питания и охватывающие весь город, и второстепенные, которые возникают при соединении перемычками главных магистралей. Сети высокого (среднего давления) малых и средних городов состоят из одного кольца или небольшого числа колец (2—3), и только у больших и крупных городов они представляют многокольцевые системы.

При назначении диаметров трубопроводов кольцевой сети необходимо придерживаться следующего принципа: любой замкнутый контур, который рассматривается как резервированная кольцевая часть сети, должен состоять из участков, имеющих одинаковые диаметры или диаметры, отличающиеся друг от друга не более чем на 15—20%.

Для того чтобы обеспечить подачу газа потребителю в аварийных режимах, необходимо иметь резерв давления, т. е. в расчетном режиме использовать не весь перепад квадратов давления ($p_н^2 - p_к^2$), а только определенную долю от него. Размер резерва давления зависит от числа последовательных колец, располагающихся по направлению главного потока газа. Чем больше колец, тем меньше должен быть резерв давления. Достаточность принятого резерва давлений проверяется расчетами для наиболее напряженных гидравлических аварийных режимов.

Кольцевая структура и характеристика сети низкого давления принципиально отличаются от сети высокого давления. Во-первых, она представляет собой низший иерархический уровень, поэтому требования к ее резервированию снижены. Во-вторых, сеть низкого давления имеет большое число точек питания, соответствую-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

щее числу ГРП, и относительно небольшую протяженность от точек питания до концевых точек. В-третьих, точки питания располагаются, как правило, в центрах своих зон и сеть равномерно простирается во все стороны от точки питания. Кроме отмеченных особенностей в структуре сети она имеет и ряд других отличительных характеристик: 1) к ней присоединяется большое число мелких потребителей, которые рассматриваются как равномерная путевая нагрузка; 2) диаметры газопроводов относительно небольшие, только главные участки имеют диаметры до 300—400 мм; 3) все ремонты сети производят без освобождения ее от газа и во время ремонта в трубах находится газ под сниженным давлением.

Учитывая отмеченные особенности, сеть низкого давления следует выполнять смешанной с кольцеванием только основных трубопроводов, включающих головные участки, выходящие из ГРП. Закольцованная часть сети должна объединять по низкому давлению ГРП, а диаметры этих участков также должны быть одинаковыми или отличаться не более чем на 15—20%. При расчете сети резерв давления не оставляют.

6.4. Гидравлический расчет тупиковых разветвленных газовых сетей

Гидравлические расчеты, как тупиковых, так и кольцевых газовых сетей весьма трудоемкие и требуют большой вычислительной работы, поэтому их расчет следует производить с помощью специальных программ на ЭВМ. Сокращение времени счета позволяет просмотреть бóльшее число вариантов и выбрать вариант наиболее экономичный.

Рассмотрим *алгоритм расчета тупиковой разветвленной газовой сети,* опираясь на конкретный пример, что облегчит рассуждения, но не ограничит общность решения. Произведем гидравлический расчет разветвленного газопровода низкого давления жилого микрорайона (рис. 6.14). На рис. (6.14) показан газопровод высокого давления, по которому газ поступает в ГРП, где давление газа снижается с высокого давления до низкого, в зимнее время до 3000 Па. С этим давлением газ входит в распределительные сети микрорайона. Расчетный перепад давлений для распределительных газопроводов принят равным: Δp=1000 Па. Номинальное давление газа перед бытовыми приборами 2000 Па. Общая площадь застройки микрорайона составляет 37,19 га и включает 6 кварталов, площади которых в га показаны на рисунке. Плотность населения составляет 300 чел/га. Общая численность населения микрорайона составляет 11 160 чел.

На рисунке показана газовая сеть низкого давления, стрелками указаны направления потоков газа, все узлы перенумерованы. Удельный расход газа на 1000 жителей составляет 86 м^3/ч. Общий расход газа составит 959,8 м^3/ч. Рассмотрим, как следует формировать задание на расчет и составлять алгоритмы расчета с тем, чтобы они могли лечь в основу программы расчета на ЭВМ. Для лучшего понимания алгоритм дадим в описательной форме и проиллюстрируем расчетами.

I. Задание на расчет тупиковой разветвленной газовой сети, составленное применительно к расчету на ЭВМ:

1. Общая протяженность распределительной сети Σl=2600 м (цифры приведены для возможности иллюстрации алгоритма численными расчетами).

2. Максимально часовое потребление газа Qм^3/ч (959,8).

3. Расчетный перепад давления Δp Па (1000) ($p_н$=3000 Па).

4. Топологию сети удобнее всего представить в виде матрицы вершин $NKU(I,J)$, в которой в первой строчке даются узлы входа в участок (началь-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

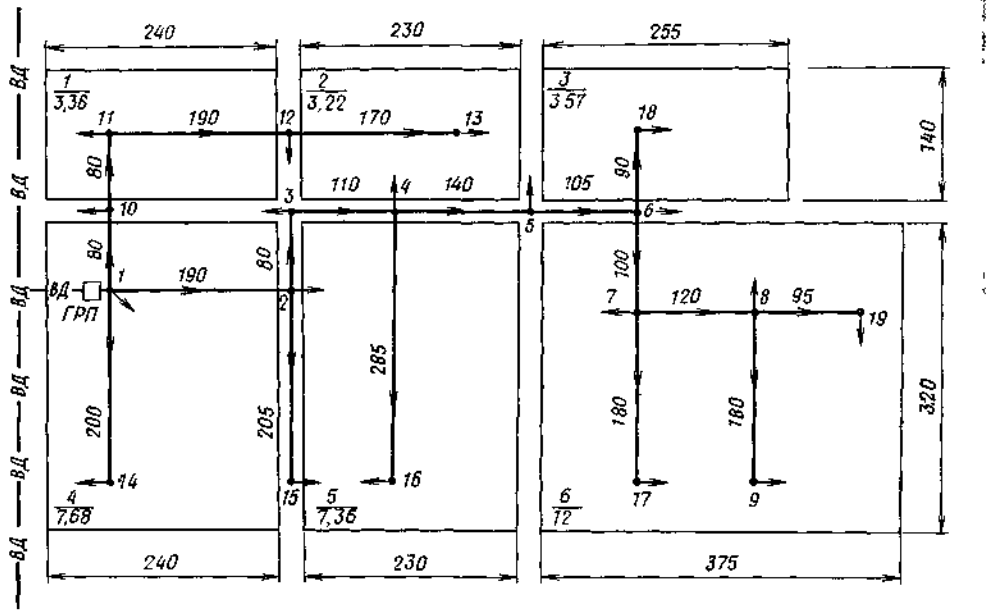


Рис. 6.14. Схема тупиковой разветвленной сети

ные), а во второй строчке — узлы выхода (конечные). Число столбцов (I) и их нумерация соответствуют числу участков сети.

$q = Q_{\Sigma}/\Sigma l = 959{,}8/2600 = 0{,}369$ м^3/(ч·м).

2. Определяем путевые расходы для каждого участка сети, перемножая удельный расход q на длину участка по матрице $DLU(I)$. На основании расчетов составляем матрицу $PR(I)$ путевых расходов.

Матрица вершин $NKU(J, I)$

Номера ограничивающих узлов	Номера участков																	
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Начальный	1	2	3	4	5	6	7	8	1	10	11	12	1	2	4	7	6	8
Конечный	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19

5. Длина участков сети (в м) задается матрицей длин DLU (I). Порядок нумерации участков здесь принят в порядке следования участков в матрице $NKU(J,I)$.

II. Описание алгоритма расчета.

1. Определяем удельный часовой расход газа q м^3/(ч·м), отнесенный к 1 м распределительной сети:

3. Путевой расход каждого участка разделяем на два сосредоточенных расхода. В начальный узел участка помещаем 0,45 путевого расхода, а в конечный — 0,55. Результаты расчета сводим в матрицу $SPR(J,I)$.

4. Составляем матрицу узловых расходов $SQ(K)$. Для этого берем все повторения первого узла из матрицы $NKU(J,I)$. Определяем расходы

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Матрица $DLU(I)$

I	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
	190	80	110	140	105	100	120	180	80	80	190	170	200	205	285	180	90	95

Матрица $PR(I)$

I	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
	69,9	29,4	40,5	51,5	38,6	36,8	44,2	66,2	29,4	29,4	69,9	62,6	73,6	75,4	104,9	66,2	33,1	35

Матрица $SPR(M, I)$

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1	31,5	13,3	18,2	23,2	17,4	16,6	19,9	29,8	13,3	13,3	31,5	28,2	33,1	33,9	47,2	29,8	15	15,8
2	38,4	16,1	22,3	28,3	21,2	20,2	24,3	36,4	16,1	16,1	38,4	34,4	40,5	41,5	57,7	36,4	18,1	19,2

газа соответственно повторениям первого узла из матрицы $SPR(I)$ и складываем все эти расходы. Аналогичные расчеты проводим для всех узлов. Например: узел 1: 31,5+13,3+ +33,1=77,9; узел 5: 28,3+17,4= =45,7.

5. Преобразуем матрицу $NKU(J,I)$ в матрицу $QNKU(J,I)$ добавив третью строчку, в которую поместим расчетные расходы газа соответствующих участков. Нагрузку сети начинаем рассматривать с концевых узлов. Концевые узлы располагаются только во второй строчке матрицы $NKU(J,I)$ и не встречаются в первой строчке. Нагрузка концевого узла является расчетным расходом участка, который оканчивается этим концевым узлом. Расчетную нагрузку этого участка записываем в третью строчку матрицы $QNKU(J,I)$. Нагрузку рассматриваемого концевого узла прибавляем к нагрузке начального узла этого участка и полученное новое значение нагрузки начального узла записываем в соответствующую ячейку матрицы $SQ(K)$ вместо старого значения, а нагрузку концевого узла стираем. Стираем также номера начального и конечного узлов участка, для которого определен расчетный расход в матрице $QNKU(J,I)$. На этом заканчивается рассмотрение первого концевого узла и переходим к рассмотрению следующего концевого узла. Процедура рассмотрения следующего концевого узла аналогичная. В итоге рассматриваются все узлы. В конце расчета в матрице $QNKU(J,I)$ останется только третья строка, в которой будут записаны расчетные расходы для всех участков сети. В матрице $SQ(K)$ останется нагрузка только первого узла, равная часовому расходу газа для всей сети.

На этом заканчивается первый этап гидравлического расчета — определение расчетных расходов газа для всех участков сети. Суммарный расход газа по матрице $QNKU(J,I)$ равный $Q=77,9+658,4+178+40,5=$ $=954,8$ м^3/ч соответствует потреблению газа (959,8).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Матрица $SQ(K)$

K	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
	77,9	85,6	34,3	92,7	45,7	52,8	69,9	69,9	34,6	29,4	47,6	66,6	34,4	40,5	41,5	57,7	36,4	18,1	19,2

Матрица $QNKU(J,I)$ (начала и концы участков условно не стерты)

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
2	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
3	658,4	531,3	497	346,6	300,9	230	123,7	34,6	178	148,6	101	34,4	40,5	41,5	57,7	36,4	18,1	19,2

6. По известным расчетным расходам газа по участкам сети и заданному расчетному перепаду давления рассчитывают диаметры участков. Расчет диаметров осуществляют следующим образом. Первоначально определяют все пути от начальной точки сети до конечных. Для этого пишут матрицу путей $PT(L,N)$. Число строчек этой матрицы равно числу путей. Для тупиковых сетей число путей равно числу концевых точек. На пересечении строчек и столбцов проставляются номера узлов, соответствующих данному пути. Число столбцов соответствует пути с наибольшим числом узлов. Любой путь начинается с концевого узла, определяемого по матрице $NKU(J,I)$, и прослеживается по последовательно соединенным участкам при обходе их против потока, т. е. от конечной к начальной точке.

Ниже приведена матрица $PT(L,N)$ для рассматриваемого примера.

Матрица $PT(L,N)$

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	9	8	7	6	5	4	3	2	1
2	13	12	11	10	1	0	0	0	0
3	14	1	0	0	0	0	0	0	0
4	15	2	1	0	0	0	0	0	0
5	16	4	3	2	1	0	0	0	0
6	17	7	6	5	4	3	2	1	0
7	18	6	5	4	3	2	1	0	0
8	19	8	7	6	5	4	3	2	1

Перестраиваем матрицу $PT(L,N)$ по номерам участков, используя матрицы $NKU(J,I)$ и $DLU(I)$. Для каждого участка матрицы $PT(L,N)$ (например, *9—8*) находим этот участок в матрице $NKU(J,I)$ и соответствующий ему номер (для *9—8* это будет *8*). Этот номер проставляем в строчку данного пути в матрице $PTU(L,N)$. Используя матрицы $PTU(L,N)$ и $DLU(I)$, строим матрицу длин направлений $PTUL(L,N)$. В последнем столбце матрицы проставляем суммарную длину направления.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Матрица $PTU(L, N)$

	1	2	3	4	5	6	7	8
1	8	7	6	5	4	3	2	1
2	12	11	10	9	0	0	0	0
3	13	0	0	0	0	0	0	0
4	14	1	0	0	0	0	0	0
5	15	3	2	1	0	0	0	0
6	16	6	5	4	3	2	1	0
7	17	5	4	3	2	1	0	0
8	18	7	6	5	4	3	2	1

$$\Delta p = 2{,}76 \cdot 10^6 \frac{Q_0^2}{d^{5{,}25}} L, \text{ Па}$$

Q_0 в м^3/ч; d в мм, L в м плюс 10% на местные сопротивления

$$\Delta p_1 = 2{,}76 \cdot 10^6 \frac{658{,}4^2}{151^{5{,}25}} \cdot 1{,}1 \cdot 190 = 909{,}6 \text{ Па}$$

$\Delta p_2 = 187{,}4$ Па; $\Delta p_3 = 173{,}6$ Па.

Матрица $PTUL(L, N)$

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	180	120	100	105	140	110	80	190	0	1025
2	170	190	80	80	0	0	0	0	0	520
3	200	0	0	0	0	0	0	0	0	200
4	205	190	0	0	0	0	0	0	0	395
5	285	110	80	190	0	0	0	0	0	665
6	180	100	105	140	110	80	190	0	0	765
7	90	105	140	110	80	190	0	0	0	715
8	95	120	100	105	140	110	80	190	0	940

Из матрицы $PTUL(L,N)$ следует, что самый протяженный путь располагается в первой строчке, поэтому подбирают диаметры сначала для него.

7. Определяют $\Delta p/L = \frac{1000}{1{,}1 \cdot 1025} = 0{,}887$ Па/м. Диаметры подбирают последовательно от участка к участку. Участок 1. $Q = 658{,}4$ м^3/ч (матрица $QNKU(I,I)$ $L_1 = 190$ м).

$$d = 16{,}81 \frac{Q_0^{0{,}381}}{(\Delta p/L)^{0{,}191}}, \text{ мм};$$

1) $$d = 16{,}81 \frac{658{,}4^{0{,}381}}{0{,}887^{0{,}191}} = 203{,}9 \text{ мм}$$

2) Ближайшие по ГОСТ внутренние диаметры труб будут: 219×6 (207); 159×4(151); таким образом $151 < 203{,}9 < 207$. Гостовский диаметр выбирают из принципа наименьшей разницы в потерях давления между гостовским и полученным диаметром. Для этого рассчитывают потери давления для всех трех диаметров по формулам:

Ближе подходит гостовский диаметр 219×6. Его и принимают. Соответственно потери 174 Па.

Приоритетный диаметр можно определить проще по формуле, если

$$(d/D_{\text{мин}})^{5{,}25} \leqslant 2 - (d/D_{\text{макс}})^{5{,}25},$$

тогда принимают $D_{\text{мин}}$. Это выражение получено из соотношения

$$\frac{\Delta p^{\text{макс}} - \Delta p}{\Delta p - \Delta p^{\text{мин}}} \leqslant 1,$$

по которому приоритетным будет меньший диаметр. Здесь: $D_{\text{мин}}$ и $D_{\text{макс}}$ меньший и больший ближайшие гостовские диаметры. Проведем сравнение для рассматриваемого примера

$$(204/151)^{5{,}25} \leqslant 2 - (204/207)^{5{,}25}$$
$$4{,}83 \not\leqslant 1{,}07$$

Неравенство не выполняется, следовательно приоритетным будет бо́льший диаметр.

Аналогично подбирают все диаметры для первого направления.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

После подбора диаметров определяют степень использования расчетного перепада по формуле

$$\frac{\Delta p_p - \sum \Delta p_i}{\Delta p_p} \leqslant 0{,}1$$

Если ошибка больше 0,1, тогда выбирают диаметр с наибольшими потерями давления или уменьшают его. Эту процедуру, случается, повторяют несколько раз, с тем чтобы добиться требуемой точности. Однако для коротких направлений это условие может быть невыполнимо. Если ошибка отрицательная, то увеличивают соответствующий диаметр и также добиваются необходимой точности.

Затем определяют узловые давления путем последовательного вычитания из давления в первой точке p_1 потери давления на участках. Так, давление в узле *2* будет: $p_1 - \Delta p_{1-2} = 3000 - 174 = 2826$ Па. После расчета главного направления рассчитывают другие направления.

8. Рассматривают по очереди все направления из матрицы $PTU(L,N)$. Так, второе и третье направления не имеют общих участков с направлением *1* и между собой, поэтому они рассчитываются независимо от других направлений, так же как и первое направление. Направление *5* имеет общие участки с направлением *1*, это участки *1, 2, 3*. Поэтому из расчетного перепада давления Δp_p следует вычесть сумму потерь давления на участках *1, 2, 3* и на оставшуюся величину перепада давления подобрать диаметр остальных участков. В направлении *5* — это один участок *15*.

Аналогично рассчитываются все направления

Алгоритм расчета тупиковой разветвленной газовой сети был изложен подробно и с частичной иллюстрацией примерами для того, чтобы лучше раскрыть процесс разработки алгоритма, предназначенного для составления программы на ЭВМ.

6.5. Гидравлический расчет кольцевых газовых сетей

Первый этап гидравлического расчета кольцевой сети включает предварительное распределение потоков газа с соблюдением первого закона Кирхгофа ($\Sigma Q_{ij} + Q_j = 0$) и заканчивается подбором диаметров всех участков газопроводов. После подбора диаметров второй закон Кирхгофа для большинства колец оказывается неудовлетворенным. Здесь следует отметить, что одной из причин, приводящих к невыполнению второго закона Кирхгофа, являются ограничения, накладываемые на выбор диаметров газопроводов при конструировании сети. Эти ограничения порождаются требованиями эксплуатации (например, применение минимального диаметра труб), учета прогноза роста газовых нагрузок, а также требованиями надежности газоснабжения (например, проектирование колец с постоянным диаметром, с резервом в диаметрах). Для главных взаимозаменяемых линий и участков в соответствии с требованиями надежности назначают близкие по размеру диаметры, при этом потери давления в замкнутых контурах могут не балансироваться. Другой причиной является дискретность диаметров труб в соответствии с ГОСТом.

Учитывая изложенное, при проектировании кольцевой газовой сети вторым этапом расчета всегда является задача определения истинного потокораспределения, соответствующего принятым диаметрам участков газопроводов. Необходимость в расчете потокораспределения возникает также при проведении гидравлических расчетов для различных нерасчетных эксплуатационных режимов, а также при расчете аварийных гидравлических режимов, возникающих при аварийном отключении какого-либо элемента сети.

Расчет потокораспределения в кольцевых газовых сетях. Задача расчета потокораспределения формулируется следующим образом. Дана коль-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

цевая газовая сеть с заданными геометрическими характеристиками и диаметрами участков. Известны расходы газа для всех участков сети, которые сбалансированы во всех узлах, т. е. первый закон Кирхгофа для сети удовлетворен. Второй закон Кирхгофа для колец сети не удовлетворен. Таким образом, задача расчета потокораспределения сводится к удовлетворению второго закона Кирхгофа для всех независимых контуров (элементарных колец) газовой сети.

Элементарным кольцом называется кольцо, не имеющее внутренних, пересекающих его газопроводов. Из постановки задачи следует, что расчет потокораспределения в заданной сети относится к классу проверочных задач. Поставленную задачу математически можно сформулировать следующим образом. После предварительного распределения потоков и подбора диаметров для участков сети в общем случае второй закон Кирхгофа не удовлетворен, поэтому будет иметь место следующая система уравнений для всех независимых контуров:

$$\left.\begin{aligned} &\sum_{1} a_i Q_i^{\alpha} = \Delta_1, \\ &\sum_{2} a_i Q_i^{\alpha} = \Delta_2, \\ &\cdots\cdots\cdots \\ &\sum_{n} a_i Q_i^{\alpha} = \Delta_n, \end{aligned}\right| \qquad (6.41)$$

где Δ_1, Δ_2, Δ_n — невязки потерь давлений в независимых контурах, 1,2, ,n — номера независимых контуров, a_i, Q_i — гидравлические сопротивления и расходы газа для участков i, α — показатель степени расхода газа в формуле для расчета гидравлических потерь

$$\Delta p_i = a_i Q_i^{\alpha}. \qquad (6.42)$$

Сумма потерь давления берется для всех участков независимого контура.

Для сети низкого давления

$$\Delta p_i = p_{ni} - p_{ki}; \qquad (6.43)$$

для сети высокого и среднего давления

$$\Delta p_i = p_{ni}^2 - p_{ki}^2. \qquad (6.44)$$

Индексы «н» и «к» относятся соответственно к началу и концу участка по ходу газа

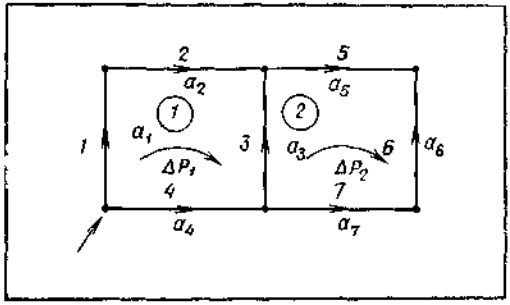


Рис. 6.15. Расчетная схема кольцевой сети 1—6— камеры участков, *I*, *2* (в кружке)— камеры контуров, *l* — длина участка, *d* — диаметр участка, *Q* — расчетный расход газа на участке

Для решения задачи используем метод циркуляционных (контурных) расходов, по которому в каждый независимый контур вводится циркуляционный, увязочный расход $\Delta Q_к$, в результате чего удовлетворяется второй закон Кирхгофа. Циркуляционные расходы в каждый контур будем вводить с положительным знаком, считая положительным направление по часовой стрелке. Введенный в контур циркуляционный расход будет алгебраически прибавляться к расходам на участках. К участкам, которые имеют соседние кольца, помимо контурного расхода данного кольца будет прибавляться контурный расход соседнего кольца с противоположным знаком. Для кольцевого газопровода, показанного на рис. 6.15, после предварительного распределения потоков и подбора диаметров участков справедлива следующая система уравнений:

$$\left.\begin{aligned} &a_1 Q_1^{\alpha} + a_2 Q_2^{\alpha} - a_4 Q_4^{\alpha} - a_3 Q_3^{\alpha} = \Delta_1; \\ &a_3 Q_3^{\alpha} + a_5 Q_5^{\alpha} - a_7 Q_7^{\alpha} - a_6 Q_6^{\alpha} = \Delta_2. \end{aligned}\right\}$$

После введения в каждое кольцо увязочного, циркуляционного расхода $\Delta Q_к$ произойдет такое распределение транзитных расходов, в результате которого гидравлические невязки в кольцах превратятся в нуль или окажутся за пределами точности расчета. Система уравнения изменится так:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\left.\begin{aligned} &a_1(Q_1+\Delta Q_1)^\alpha+a_2(Q_2+\Delta Q_1)^\alpha-\\ &-a_4(Q_4-\Delta Q_1)^\alpha-a_3(Q_3-\\ &-\Delta Q_1+\Delta Q_2)^\alpha=0;\\ &a_3(Q_3+\Delta Q_2-\Delta Q_1)^\alpha+\\ &+a_5(Q_5+\Delta Q_2)^\alpha-a_7(Q_7-\Delta Q_2)^\alpha-\\ &-a_6(Q_6-\Delta Q_2)^\alpha=0. \end{aligned}\right\}$$

В общем виде система уравнений (6.41) после введения контурных расходов примет следующий вид:

$$\left.\begin{aligned} &\sum_1 a_i\left[Q_i\pm(\Delta Q_1-\Delta Q_j)\right]^\alpha=0;\\ &\sum_2 a_i\left[Q_i\pm(\Delta Q_2-\Delta Q_j)\right]^\alpha=0;\\ &\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\\ &\sum_n a_i\left[Q_i\pm(\Delta Q_n-\Delta Q_j)\right]^\alpha=0, \end{aligned}\right\} \quad (6.45)$$

где ΔQ_1, ΔQ_2,..., ΔQ_n — контурные расходы, вводимые в независимые контуры *1, 2, ..., n*, ΔQ_j — контурный расход, вводимый в соседний для данного участка *j*-тый контур (если участок не имеет соседнего контура, тогда для него $\Delta Q_j=0$)

Для линеаризации полученной системы уравнений разложим каждый член уравнения в ряд Маклорена, ограничившись лишь линейными членами разложения:

$$\left.\begin{aligned} &\sum_1 a_i Q_i^\alpha+\alpha\sum_1 a_i Q_i^{\alpha-1}\Delta Q_1-\\ &-\alpha\sum_j a_{ij}Q_{ij}^{\alpha-1}\Delta Q_j=0;\\ &\sum_2 a_i Q_i^\alpha+\alpha\sum_2 a_i Q_i^{\alpha-1}\Delta Q_2-\\ &-\alpha\sum_j a_{ij}Q_{ij}^{\alpha-1}\Delta Q_j=0;\\ &\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\\ &\sum_n a_i Q_i^\alpha+\alpha\sum_n a_i Q_i^{\alpha-1}\Delta Q_n-\\ &-\alpha\sum_j a_{ij}Q_{ij}^{\alpha-1}\Delta Q_j=0. \end{aligned}\right\} \quad (6.46)$$

Сумма $\Sigma a_{ij}Q_{ij}^{\alpha-1}\Delta Q_j$ берется для всех участков независимого контура «к», имеющих соседние контуры *j*. Преобразуем уравнения, перенеся свободные члены в правую часть, и запишем систему так, чтобы коэффициенты при неизвестных:
ΔQ_1, ΔQ_2,...,ΔQ_n составили симметричную матрицу:

$$\left.\begin{aligned} &A_{11}\Delta Q_1+0-\ -A_{1j}\Delta Q_j+\ +0=-\Delta_1,\\ &0+A_{22}\Delta Q_2-\ -A_{2j}\Delta Q_j+\ +0=-\Delta_2,\\ &\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\\ &0+0-\ -A_{nj}\Delta Q_j+\ +A_{nn}\Delta Q_n=-\Delta_n \end{aligned}\right\} \quad (6.47)$$

Здесь $A_{kk}=\alpha\sum_k a_i Q_i^{\alpha-1}/k=1,2,...,n/$ — коэффициенты при неизвестных, стоящих на главной диагонали; $A_{kj}=\alpha a_{ij}Q_{ij}^{\alpha-1}$ — коэффициенты при неизвестных круговых расходах ΔQ_j соседних контуров для данного кольца.

Коэффициенты при неизвестных системы уравнений представляют собой квадратную симметричную матрицу A с диагональным преобладанием

$$A=\begin{Vmatrix} A_{11} & 0 & \ldots & A_{1j} & \ldots & 0;\\ 0 & A_{22} & \ldots & A_{2j} & \ldots & 0;\\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots\\ 0 & 0 & \ldots & A_{nj} & \ldots & A_{nn} \end{Vmatrix}. \quad (6.48)$$

В результате проведенных преобразований получена система линейных уравнений, неизвестными в которой являются круговые увязочные расходы $\Delta Q_к$. Для решения системы могут быть использованы конечные методы, т. е. такие, которые дают точное решение в результате конечного числа операций. Однако для больших систем линейных уравнений конечные методы [например, Гаусса, Крамера] требуют значительно большего числа операций, чем итерационные методы [методы последовательных приближений], поэтому для определения увязочных контурных расходов используют итерационные методы. Это целесообразно еще и потому, что система уравнений (6.46) получена в результате линеаризации исходной системы уравнения (6.45). При линеаризации были отброшены все нелинейные члены, поэтому полученная система (6.46) является приближенной. И даже при точном решении системы (6.46) может возникнуть необходимость в итерационном процессе для получения решения системы (6.45) необходимой точности.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

По методу Лобачева-Кросса[1] из матрицы коэффициентов системы уравнений (6.48) отбрасывают все члены, которые не стоят на главной диагонали. В таком случае система уравнений (6.47) приобретает следующий вид:

$$\left.\begin{aligned} A_{11}\Delta Q_1 &= -\Delta_1;\\ A_{22}\Delta Q_2 &= -\Delta_2;\\ &\cdots\cdots\cdots\\ A_{nn}\Delta Q_n &= -\Delta_n. \end{aligned}\right\} \qquad (6.49)$$

Решение этой системы дает известную формулу Лобачева-Кросса для определения увязочных расходов

$$\Delta Q_к = -(\Delta_к/A_{кк}) = \\ = -\Big(\sum_к a_i Q_i^{\alpha}\Big) \Big/ \Big(\alpha \sum_к a_i Q_i^{\alpha-1}\Big) \qquad (6.50)$$

Полученные увязочные расходы сразу вводят во все независимые контуры системы и вычисляют новые расходы для всех участков.

Отбрасывание всех членов матрицы A, не лежащих на главной диагонали, приводит, по существу, к неучету влияния невязок в соседних кольцах на контурный расход, вводимый в данное кольцо. В результате этого возникает необходимость многократного повторения процедуры определения контурных (поправочных) расходов $\Delta Q_к$ с последующими пересчетами балансов потерь давления для каждого независимого контура. Расчет заканчивается тогда, когда достигается требуемая точность удовлетворения второго закона Кирхгофа.

Исследованию сходимости итерационного процесса по методу Лобачева-Кросса посвящен ряд работ, в результате которых установлено, что процесс сходится, если матрица A имеет диагональное преобладание. Для плоских сетей, в случае использования системы элементарных колец, матрица A всегда имеет диагональное преобладание, поэтому для них итерационный процесс сходится.

Метод Лобачева-Кросса предусматривает введение поправочных круговых расходов сразу во все независимые контуры, поэтому поправочные расходы для участков, имеющих соседние кольца, будут равны увязочному расходу в своем кольце плюс увязочный расход в соседнем кольце с обратным законом. Этим учитывается влияние соседних колец при определении поправочных расходов для участков, но при расчете контурных расходов влияние соседних колец не учитывали, поэтому значения самих увязочных расходов были определены весьма приближенно. Вместе с тем поправочные расходы по Лобачеву-Кроссу для одного кольца, без соседних, определяются точно, в пределах линеаризованной системы уравнений. Это послужило основой для другой методики увязки сети, когда поправочный расход по Лобачеву-Кроссу рассчитывается последовательно для каждого кольца.

Рассчитанный поправочный расход вводится в это кольцо, в результате чего оно оказывается увязанным или имеющим небольшую ошибку балансов потерь давлений. При увязке кольца ошибка в соседних кольцах может увеличиться. После увязки первого кольца аналогично увязывают второе кольцо, при этом невязка в первом кольце может также вырасти. Так увязывают последовательно все кольца. Для колец, у которых ошибка получилась больше допустимой величины, процедуру увязки повторяют. Как показали исследования, такой метод имеет лучшую сходимость, чем прямой метод Лобачева-Кросса.

Ввиду неучета влияния соседних колец метод Лобачева-Кросса требует большой вычислительной работы. Если же при определении поправочных расходов учесть влияние соседних колец, тогда существенно улучшается сходимость итерационного процесса. Для учета влияния соседних колец можно использовать метод простых итераций (метод Якоби) с ограниченным, наперед заданным числом итераций. Для этого перепишем си-

[1] *Метод разработан независимо проф.* В Г Лобачевым (1934 г) и Х Кроссом (1936 г)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

стему уравнений (6.47), решив каждое из них относительно неизвестного, расположенного на главной диагонали:

$$\left.\begin{aligned}
\Delta Q_1 &= -\frac{\Delta_1}{A_{11}} + \frac{\Sigma A_{1j}\Delta Q_j}{A_{11}};\\
\Delta Q_2 &= -\frac{\Delta_2}{A_{22}} + \frac{\Sigma A_{2j}\Delta Q_j}{A_{22}};\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\\
\Delta Q_n &= -\frac{\Delta n}{A_{nn}} + \frac{\Sigma A_{nj}\Delta Q_j}{A_{nn}}.
\end{aligned}\right\} \quad (6.51)$$

В каждой сумме число членов типа $A_{kl}\Delta Q_l$ равно числу участков кольца «к», имеющих соседние кольца j. В качестве начального приближения примем результаты решения системы уравнений при учете только свободных членов, т. е. поправочные расходы, рассчитанные по методу Лобачева-Кросса. Эти приближения соответственно будут:

$$\Delta Q_1^{(0)} = -\frac{\Delta_1}{A_{11}};\ \Delta Q_2^{(0)} = -\frac{\Delta_2}{A_{22}};$$
$$\ldots;\ \Delta Q_n^{(0)} = -\frac{\Delta_n}{A_{nn}}. \quad (6.52)$$

В результате первой итерации получим второе приближение решения:

$$\left.\begin{aligned}
\Delta Q_1^{(1)} &= \Delta Q_1^{(0)} + \frac{\Sigma A_{1j}\Delta Q_j^{(0)}}{A_{11}};\\
\Delta Q_2^{(1)} &= \Delta Q_2^{(0)} + \frac{\Sigma A_{2j}\Delta Q_j^{(0)}}{A_{22}};\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\\
\Delta Q_n^{(1)} &= \Delta Q_n^{(0)} + \frac{\Sigma A_{nj}\Delta Q_j^{(0)}}{A_{nn}};
\end{aligned}\right\} \quad (6.53)$$

Если продолжить решения, то третье приближение соответственно будет.

$$\left.\begin{aligned}
\Delta Q_1^{(2)} &= \Delta Q_1^{(0)} + \Sigma\frac{A_{1j}}{A_{11}}\left(\Delta Q_j^{(0)} + \right.\\
&\left. + \frac{\Sigma A_{jl}\Delta Q_l^{(0)}}{A_{jj}}\right) =\\
&= \Delta Q_1^{(0)} + \frac{\Sigma A_{1j}\Delta Q_j^{(0)}}{A_{11}} +\\
&+ \Sigma\frac{A_{1j}\Sigma A_{jl}\Delta Q_l^{(0)}}{A_{11}A_{jj}};
\end{aligned}\right.$$

$$\left.\begin{aligned}
\Delta Q_2^{2} &= \Delta Q_2^{(0)} + \frac{\Sigma A_{2j}\Delta Q_j^{(0)}}{A_{22}} +\\
&+ \Sigma\frac{A_{2j}\Sigma A_{jl}\Delta Q_l^{(0)}}{A_{22}A_{jj}};\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\\
\Delta Q_n^{(2)} &= \Delta Q_n^{(0)} + \frac{\Sigma A_{nj}\Delta Q_j^{(0)}}{A_{nn}} +\\
&+ \Sigma\frac{A_{nj}\Sigma A_{jl}\Delta Q_l^{(0)}}{A_{nn}A_{jj}}.
\end{aligned}\right\} \quad (6.54)$$

Число итераций можно продолжать до получения практически точного решения; вместе с тем, как отмечалось выше, получение точного решения при определении поправочных контурных расходов может не обеспечить удовлетворения законов Кирхгофа для всех независимых контуров. Это связано с линеаризацией исходной системы уравнений. Точность решения будет тем меньше, чем большую долю составляет поправочный расход ΔQ по сравнению с расходом по участку Q. При получении недостаточно точного решения всю процедуру расчета приходится повторить. Учитывая изложенное, число итераций при определении поправочного контурного расхода целесообразно ограничить. Итак, решение системы при использовании метода итераций можно представить в виде ряда, состоящего из одного, двух, трех и большего числа членов. Рассмотрим члены, составляющие решение для первого кольца:

$$\Delta Q_1^{(2)} = \Delta Q_1^{(0)} + \frac{\Sigma A_{1j}\Delta Q_j^{(0)}}{A_{11}} +$$
$$+ \Sigma\frac{A_{1j}\Sigma A_{jl}\Delta Q_l^{(0)}}{A_{11}A_{jj}} =$$
$$= \Delta Q_1' + \Delta Q_1'' + \Delta Q_1'''. \quad (6.55)$$

Первое приближение решения

$$\Delta Q_1^0 = \Delta Q_1' \quad (6.56)$$

учитывает невязку только в собственном кольце, как будто бы соседних колец нет. Для одного кольца это будет точным решением линеаризованной системы.

Второе приближение решения

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\Delta Q_1^{(1)} = \Delta Q_1^{(0)} + \frac{\Sigma A_{1l} \Delta Q_l^{(0)}}{A_{11}} = \\ = \Delta Q_1' + \Delta Q_1'' \qquad (6.57)$$

$$\Delta Q_1^{(1)} = \Delta Q_1^{(0)} + \Sigma A_{1j} \frac{\Delta Q_j^{(0)}}{A_{11}} = \\ = \Delta Q_1' + \Delta Q_1''$$

учитывает влияние на круговой расход невязок в соседних кольцах.

Член

$$\Delta Q_1'' = \Sigma A_{1j} \Delta Q_j^{(0)} / A_{11} . \qquad (6.58)$$

содержит поправочные круговые расходы соседних колец $j\Delta Q_j$, определенные в предыдущем приближении решения. Число членов, составляющих поправку $\Delta Q_1''$, равно числу участков кольца 1, имеющих соседние кольца.

Третье приближение будет

$$\Delta Q_1^{(2)} = \Delta Q_1^{(0)} + \frac{\Sigma A_{1l} \Delta Q_l^{(0)}}{A_{11}} + \\ + \Sigma \frac{A_{1l} \Sigma A_{jl} \Delta Q_l^{(0)}}{A_{11} A_{jl}} = \qquad (6.59)$$

$$= \Delta Q_1' + \Delta Q_1'' + \Delta Q_1''' .$$

Здесь третий член

$$\Delta Q_1''' = \Sigma \left(A_{1l} \Sigma A_{jl} \Delta Q_l^{(0)} / A_{11} A_{jl} \right) . \qquad (6.60)$$

учитывает влияние на ΔQ_1 колец, окружающих соседние кольца. В рассматриваемом случае собственное кольцо 1 имеет соседние кольца j. А эти соседние кольца j, в свою очередь, имеют соседние кольца l ($\Delta Q_l^{(0)}$) — первое приближение решения для поправочных расходов колец l). Число членов

$$\Sigma \left(A_{1j} \Sigma A_{jl} \Delta Q_l^{(0)} / A_{11} A_{jl} \right)$$

суммы равно числу соседних колец для всех колец, соседних кольцу 1. В это число войдет и само кольцо 1. Таким образом, третья поправка $\Delta Q_1'''$ учитывает влияние невязок колец сети на ΔQ_1 через поправочные расходы соседних колец. Это влияние обычно невелико, поэтому решение можно ограничить двумя членами, т. е. ограничиться нулевым приближением и первой итерацией. В этом случае первый член решения будет учитывать ошибку в своем кольце, а второй — ошибку в соседних кольцах.

Раскроем выражение для контурного увязочного расхода кольца $K\Delta Q_к$, используя соотношения уравнений (6.42), (6.47), (6.53):

$$\left.\begin{aligned} \Delta Q_к &= \Delta Q_к' + \Delta Q_к'' ; \\ \Delta Q_к' &= -\frac{\sum\limits_к a_i Q_i^\alpha}{\alpha \sum\limits_к a_i Q_i^{\alpha-1}} , \\ \Delta Q_к'' &= \frac{\sum\limits_l \alpha a_{lj} Q_{lj}^{\alpha-1} \Delta Q_l}{\alpha \sum\limits_к a_i Q_i^{\alpha-1}} . \end{aligned}\right\} \qquad (6.61)$$

При определении знака поправочного расхода необходимо учитывать следующее: выражения типа $a_i Q_i^{\alpha-1}$ или $a_{lj} Q_{lj}^{\alpha-1}$ всегда положительные; знак выражения $\Sigma a_i Q_i^\alpha$ определяют расчетом, считая направление движения газа по часовой стрелке положительным; знак величины $\Delta Q_к'$ противоположен знаку величины $\Sigma a_i Q_i^\alpha$.

Для газопроводов низкого давления обычно наблюдается режим гидравлической гладкости, поэтому $\alpha = 1{,}75$. В этом случае система уравнений (6.61) примет следующий вид:

$$\left.\begin{aligned} \Delta Q_к' &= -\frac{\sum\limits_к \Delta p_i}{1{,}75 \sum\limits_к \frac{\Delta p_i}{Q_i}} , \\ \Delta Q_к'' &= \frac{\sum\limits_l \frac{p_{lj}}{Q_{lj}} \Delta Q_l'}{\sum\limits_к \frac{\Delta p_i}{Q_i}} . \end{aligned}\right\} \qquad (6.62)$$

Для газопроводов высокого и среднего давления имеет место квадратичный закон гидравлического сопротивления ($\alpha = 2$), поэтому система уравнений (6.61) примет такой вид:

$$\Delta Q_к' = -\frac{\sum\limits_к \left(p_{нi}^2 - p_{кi}^2 \right)}{2 \sum\limits_к \frac{p_{нi}^2 - p_{кi}^2}{Q_i}} . \qquad (6.63)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\Delta Q''_{к}=-\frac{\sum_{i}\frac{p^2_{нi}-p^2_{кi}}{Q_{пi}}\Delta Q_i}{\sum_{к}\frac{p^2_{нi}-p^2_{кi}}{Q_i}}\Bigg\} \quad (6.63)$$

После расчета круговых поправочных расходов для всех колец определяют поправочные расходы и новые расчетные расходы для всех участков. Для участков, не имеющих соседних колец, поправочные расходы $\Delta Q_{уч}=\Delta Q_к$, а новые расчетные расходы

$$Q_{нов\ расч}=Q+\Delta Q_{уч}.$$

Для участков, имеющих соседние кольца, поправочные расходы будут равны:

$$\Delta Q_{уч}=\Delta Q_к-\Delta Q_i,$$

а новые расчетные расходы

$$Q_{нов\ расч}=Q+\Delta Q_{уч}=Q+\Delta Q_к-\Delta Q_i,$$

где ΔQ_i — поправочный расход в соседнем кольце, который прибавляют к расходу на участке, с обратным знаком

Введение поправочного расхода в кольцо, которое имеет концевую точку, может переместить ее в соседний узел, если поправочный расход больше расхода газа на соседнем для концевой точки участке ($\Delta Q_к>Q_i$). В таком случае направление движения газа на этом участке изменится на противоположное. Если участки несут путевую нагрузку $Q_п$, тогда введение поправочного расхода приводит к смещению концевой точки на величину

$$\Delta l=(\Delta Q_{уч}/Q_п)\,l.$$

С приближением, удовлетворяющим практическим требованиям, можно считать, что концевая точка не смещается вплоть до значения поправочного расхода к участку $\Delta Q_{уч}=0{,}55Q_п$ а при величине $\Delta Q_{уч}>0{,}55Q_п$ она перемещается в соседний узел. Таким образом, смещение концевой точки учитывают только тогда, когда расчетный расход участка меняет знак.

Для новых расчетных расходов определяют потери давления на каждом участке и рассчитывают невязки во всех кольцах:

а) для сети высокого давления

$$\sum_{к}(p^2_{нi}-p^2_{кi})=\Delta_к;$$

б) для сети низкого давления

$$\sum_{к}(p_{нi}-p_{кi})=\Delta_к.$$

По невязкам вычисляют относительные ошибки во всех кольцах по формуле:

а) для сети высокого давления

$$\delta=\frac{\sum_{к}(p^2_{нi}-p^2_{кi})}{0{,}5\sum_{к}|p^2_{нi}-p^2_{кi}|}100\%,$$

б) для сети низкого давления

$$\delta=\frac{\sum_{к}(p_{нi}-p_{кi})}{0{,}5\sum_{к}|p_{нi}-p_{кi}|}100\%.$$

Если полученные ошибки оказываются меньше заданной точности расчета, тогда на этом расчет потокораспределения заканчивается. Точность расчета обычно принимают в 5 или 10%. Если ошибка для некоторых колец оказалась больше допустимой величины, тогда всю процедуру расчета повторяют снова.

6.6. Расчет кольцевых газовых сетей низкого давления

Сеть низкого давления конструируют из условий экономичности с соблюдением требований надежности. Ее выполняют с кольцеванием основных газопроводов, в том числе связывающих источники питания (ГРП) по низкому давлению. Основные кольца выполняют постоянного диаметра (или из близких диаметров по ГОСТу). Степень кольцевания и принципы конструирования сети в основном зависят от типа планировки и застройки жилых районов. Учитывая изложенное, после подбора диаметров сети, а также после корректировки полученных диаметров согласно требованиям надежности, распределение потоков не будет удовлетворять второму закону Кирхгофа, поэтому возникает необходимость в гидравлической увязке колец сети. При

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

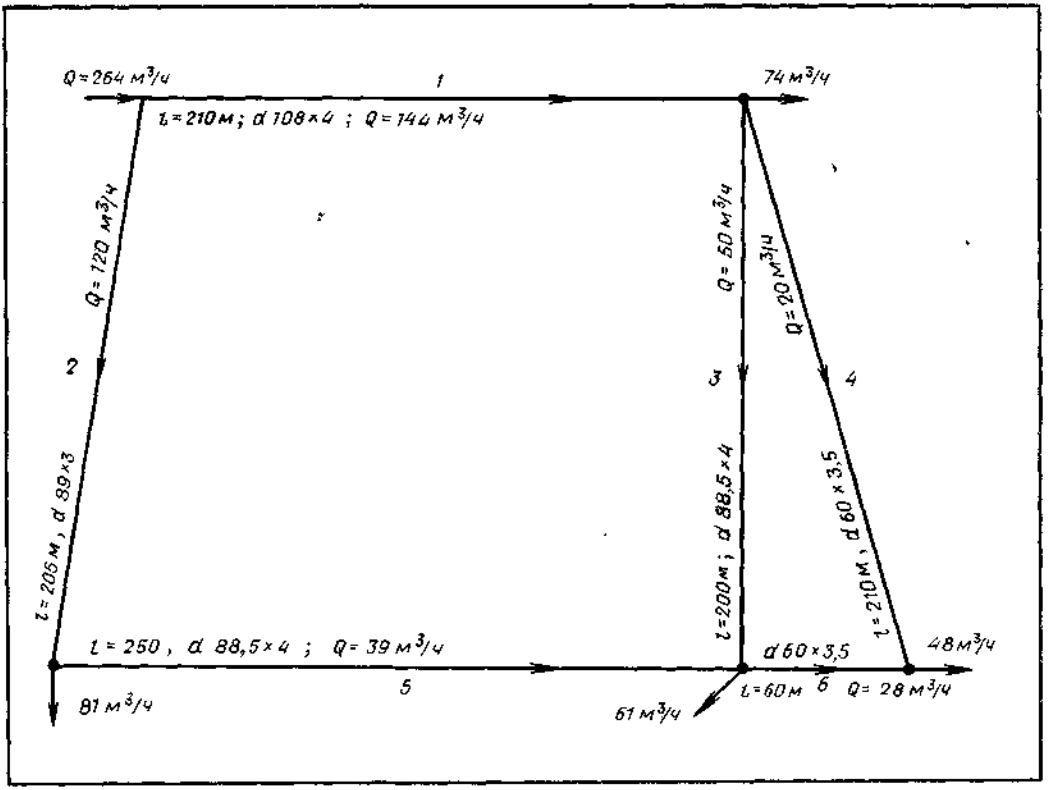


Рис. 6.16. Схема кольцевой части сети

этом необходимо решить две задачи: 1) контурную увязку сети, которая точно решается разработанными математическими методами и выполняется на ЭВМ; 2) задачу, состоящую в полном использовании расчетного перепада давления газа по всем направлениям сети. При решении второй задачи возникает необходимость изменения диаметров отдельных участков кольцевой сети. Тогда, после изменения диаметров участков, весь расчет и увязку сети повторяют снова.

Алгоритм увязки кольцевой сети низкого давления. Рассмотрим сеть которая предварительно рассчитана, определены диаметры участков сети, но второй закон Кирхгофа не удовлетворен. Изложим решение задачи увязки кольцевой сети, ориентированное на использование ЭВМ. Рассмотрим алгоритм увязки сети, используя простейший пример для возможности иллюстрации алгоритма фрагментами численных расчетов. На рис. 6.16 показана двухкольцевая сеть, указаны точки питания и сброса (потребления) газа, дана нумерация участков и колец и приведены длины, диаметры и расчетные расходы для всех участков.

В рассматриваемом методе расчета исходная информация представляется в виде двух матриц. Основной является контурная матрица *KON* (*K*, *I*). Каждая строчка К этой матрицы соответствует элементарному контуру кольцевой сети. Каждый столбец матрицы соответствует участку сети. Если на пересечении строки и столбца стоит единица — это значит, что участок, номер которого соответствует столбцу, принадлежит контуру, номер которого соответствует строке. При совпадении направления потока газа в участке с обходом контура по часовой стрелке проставляется просто единица. При несовпадении — перед еди-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ницей ставится минус. Для сети (см. рис. 6.16) матрица *KON* (*K*, *I*) имеет следующий вид.

Матрица *KON* (*K*, *I*)

	1	2	3	4	5	6
1	1	—1	1	0	—1	0
2	0	0	—1	1	0	—1

При расчете увязочных контурных расходов для независимых колец необходимо знать длину участка ($L_м$), расчетный расход газа по участку (Q, м³/ч); потерю давления газа на участке Δp_i Па) и диаметр участка ($d_{мм}$). Все эти данные сводятся в матрицу *PR* (*M*, *I*), в которой в первой строчке проставлены длины участков, во второй — расчетные расходы газа, в третьей — потери давления газа на каждом участке и в четвертой — диаметр участка (принятый после предварительного подбора). Столбцы матрицы соответствуют участкам сети. Для рассматриваемого примера эта матрица представляется так.

Матрица *PR* (*M*, *I*)

	1	2	3	4	5	6
1	210	205	200	210	250	60
2	144	120	50	20	39	28
3	600	923	240	380	200	180
4	108×4	89×3	88,5×4	60×3,5	88,5×4	60×3,5

Увязку колец производим в такой последовательности:

1) определяем по очереди невязки потерь давления в каждом элементарном кольце, т. е.: $\Sigma \Delta p_i = \Delta_к$;

2) вычисляем круговые поправочные расходы последовательно для каждого кольца, учитывающие невязки в этих кольцах, $\Delta Q'_к$;

3) последовательно вычисляем поправочные расходы для данных колец *K*, связанные с невязками потерь давления в соседних кольцах — $\Delta Q''_к$;

4) определяем полные круговые поправочные расходы для каждого кольца $\Delta Q_к = \Delta Q'_к + \Delta Q''_к$;

5) вводим полученные поправочные расходы сразу во все кольца и определяем новые расходы по всем участкам сети;

6) вновь определяем невязки во всех кольцах и при необходимости повторяем расчет;

7) если после увязочного расчета расчетные перепады давления использованы по направлениям потоков от точки питания до точек схода не полностью, тогда корректируют диаметры и увязочный расчет повторяют. Ниже приводится алгоритм увязки кольцевой сети низкого давления, построенный на изложенном выше принципе.

Гидравлический расчет кольцевой сети с тупиковыми ответвлениями. Для более всестороннего освещения гидравлического расчета кольцевых сетей низкого давления проведем такой расчет без применения ЭВМ. Рассмотрим всю последовательность расчета, начиная от определения расходов для участков сети до конечного результата —рассчитанных диаметров сети при выполнении всех ограничивающих условий.

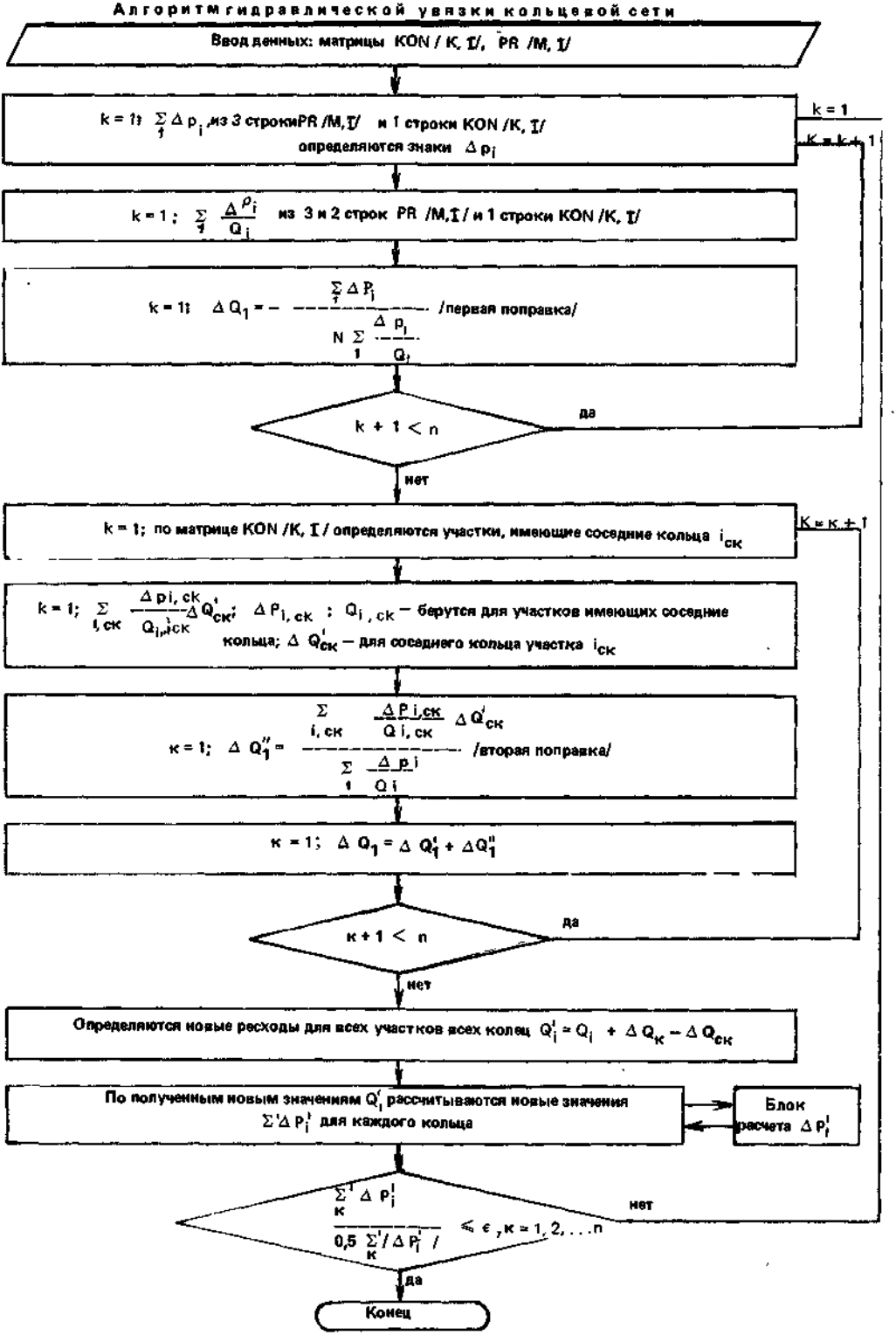
Расчет кольцевой сети низкого давления осуществляют в два этапа:

1) на первом этапе распределяют потоки газа и определяют расчетные расходы для всех участков сети; по заданному расчетному перепаду давления Δp подбирают диаметры участков; производят гидравлическую увязку сети; проверяют степень использования расчетного перепада давления и при необходимости корректируют отдельные диаметры;

2) вся последовательность расчетов по п. 1 приводит к завершению гидравлического расчета сети, т. е. к получению диаметров газопроводов для всех участков при удовлетворении всех ограничений на расчет. Как правило не удается решить лишь одну задачу — взаимного резервирования участков сети для повышения надежности газоснабжения. Ее решают во втором этапе, в котором по изложенному ниже принципу уточняют диаметры основных колец для повышения надежности сети.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Алгоритм гидравлической увязки кольцевой сети



Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Первый этап расчета: 1) на основании известных количеств потребляемого газа и принятой схемы газопроводов вычисляют сосредоточенные и удельные путевые расходы для всех контуров питания потребителей;

2) определяют путевые расходы для всех участков сети;

3) задают начальное распределение потоков в сети. Основной задачей, решаемой при распределении потоков в сети, является определение главных направлений движения газа и установление связей между этими потоками. В результате формируется основная кольцевая сеть. Решение этой задачи тесно связано с разработкой схемы сети. Если уже есть предварительный вариант схемы, тогда при решении вопроса распределения потоков в нее вносят необходимые коррективы. По главным контурам направляют транзитные потоки. По второстепенным участкам транзитные расходы не направляют. Головные участки, примыкающие к точкам питания, должны быть взаимозаменяемыми, а их расчетные расходы примерно одинаковыми. Точки питания главных контуров выбирают так, чтобы потоки газа двигались к потребителям кратчайшим путем, а точки их встречи располагались диаметрально противоположно точкам питания. Целесообразно, чтобы один из контуров сети объединял точки питания ее от ГРП. Основные направления движения транзитных расходов должны пролегать в зонах наибольшего потребления газа. В результате выполнения изложенных выше общих принципов потокораспределения в определенной степени решается задача повышения надежности газоснабжения.

Экономический принцип кратчайшего пути газа к потребителям при построении системы выдержать удается только частично, так как требования взаимозаменяемости участков из условий надежности часто приводят к необходимости удлинять путь движения газа;

4) в итоге решения задачи потокораспределения определяют расчетные расходы газа для всех участков сети;

5) исходя из определенных выше расчетных расходов газа и заданного расчетного перепада давления в сети, подбирают диаметры для всех участков. При подборе используют принцип приоритетности направлений и колец, т. е. сперва подбирают диаметры для главных направлений (проходящих через всю сеть) и для основных колец. При подборе диаметров второстепенных направлений используют оставшиеся перепады давления;

6) производят гидравлическую увязку сети, в результате чего получают окончательное распределение потоков. При этом для замкнутых контуров сети алгебраическая сумма потерь давления будет равна нулю;

7) проверяют полноту использования расчетного перепада давления от точки питания до концевых точек. При необходимости расчет уточняют.

Второй этап расчета. У сетей низкого давления транспортный резерв не рассчитывают, как это делают для кольцевых газопроводов высокого и среднего давлений. Вместе с тем, предварительно определенные диаметры участков кольцевой части сети могут по размерам сильно отличаться друг от друга. Если же кольцо состоит из сильно отличающихся диаметров, то оно перестает быть резервированным элементом системы, так как участки с малыми диаметрами не смогут пропустить необходимые потоки при аварийных ситуациях. Поэтому возникает задача модернизации разработанной ранее сети для повышения ее надежности с минимальными дополнительными затратами. При разработке сети на первом этапе были выделены главные кольца. Это кольца, объединяющие источники питания (ГРП), они несут основную нагрузку; кольца, непосредственно примыкающие к ГРП; возможны и другие контуры, объединяющие участки с большими расходами газа. Выделенные кольца следует расположить по их рангу в ряд. Для оценки значимости кольца целесообразно использовать его материальную характеристику: M=

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$= \sum_{к} d_i l_i$. В результате получим ранжированный ряд колец: M_1, M_2 ... M_n.

Основной принцип взаимного резервирования участков кольца состоит в проектировании кольца с постоянным диаметром. Если это не удается, тогда кольцо проектируют из двух ближних диаметров по ГОСТу. С учетом изложенного, модернизация сети заключается в конструировании главных колец с постоянным диаметром. Предлагается следующая методика: постоянный диаметр кольца выбирают путем осреднения его материальной характеристики, принимаемой с некоторым увеличением, так как методика подбора диаметров сети по среднему удельному падению давления характеризуется меньшим расходом металла. Таким образом, осредненный диаметр кольца $d_{ср}$ определяется следующим соотношением:

$$d_{ср} = (\alpha \sum_{к} d_{ij} l_{ij}) / \sum_{к} l_{ij},$$

где d_{ij} и l_{ij} — диаметр и длина участка ij; α — коэффициент, учитывающий увеличение материальной характеристики кольца с постоянным диаметром (обычно α до 1,1).

Первоначально определяют диаметр кольца первого ранга. Полученный осредненный диаметр кольца будет заключаться между двумя ближними диаметрами по ГОСТ, т. е.:

$$d_б > d_{ср} > d_м,$$

где $d_б$ и $d_м$ — больший и меньший диаметры по ГОСТу. Выбор осуществляем по методике, изложенной в п. 6.4.

При осреднении диаметра кольца второго ранга в сумму включают участки, принадлежащие кольцу первого ранга, но при осреднении диаметра кольца диаметры участков, принадлежащие кольцам более высокого ранга, не изменяют. Таким образом, конструируют кольцевую часть сети. После этого производят гидравлическую увязку и проверяют полноту использования расчетного перепада давления в сети.

Пример 6.4. Рассчитать кольцевой газопровод низкого давления, показанный на рис. 6.17. Плотность населения 550 чел/га.

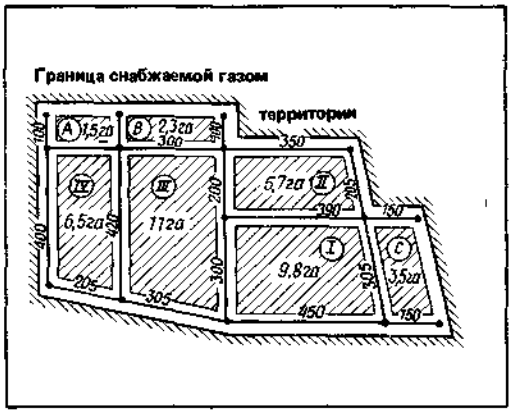


Рис. 6.17. Схема газоподачи кольцевой сети

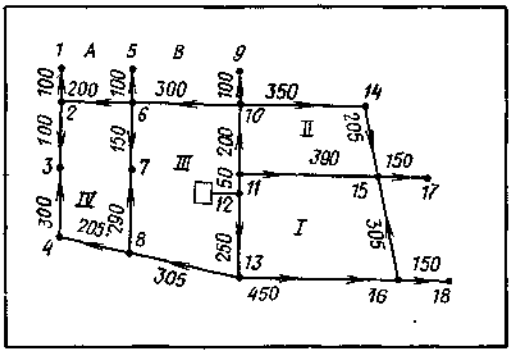


Рис. 6.18. Расчетная схема сети низкого давления

Удельный расход газа $q = 0{,}09$ м^3/(ч·чел). Сосредоточенных нагрузок нет. Длины сторон колец и площади застройки жилых кварталов приведены на рис. 6.17. Для газоснабжения используют природный газ. Расчетный перепад давления в сети $\Delta p_c = 1000$ Па.

Первый этап расчета. 1. Расчет начинаем с определения удельных путевых расходов для всех участков сети, для чего: а) разбиваем всю газоснабжаемую территорию на зоны, которые питаются от определенных контуров; б) рассчитываем максимальные часовые расходы для каждой такой зоны, перемножая площадь зоны, плотность населения и удельный расход газа на одного человека; в) подсчитываем суммарную длину питающего контура; г) определяем удельные расходы для всех контуров, разделив максимальные часовые расходы газа в зонах на суммарную длину питающих контуров. Все расчеты сводим в табл. 6.4.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 6.4. **Удельные путевые расходы для всех питающих контуров сети**

Номер контура	Газоснабжаемые зоны			Длина питающего контура, м	Удельный путевой расход, м³/ч·м
	размер, га	численность населения, чел	расход газа, м³/ч		
I	9,8	5390	485	1445	0,336
II	5,7	3135	282	1145	0,246
III	11	6050	544	1525	0,357
IV	6,5	3575	322	1225	0,263
A	1,5	825	74	400	0,186
B	2,3	1265	114	500	0,228
C	3,5	1925	173	605	0,288
Итого	40,3	22165	1994	—	—

2. Задаем начальное распределение потоков газа в сети. Схема газопроводов показана на рис. 6.18. Первоначально назначаем направления движения газа от точки питания 12 по газопроводам к периферии кратчайшим путем. В результате получаются четыре концевых точки схода потоков: *3, 7, 14, 16* и пять концевых точек тупиковых ответвлений: *1, 5, 9, 17, 18*. Для повышения надежности сети в частности для взаимного резервирования участков выделяем из нее два основных контура.

Контур III (*12-13-8-7-6-10-11-12*) и контур *I* (*12-11-15-16-13-12*). Третий контур присоединен к точке питания и несет основную нагрузку, так как питает контур *IV* и тупиковые ответвления. Контур *I* также присоединен к точке питания сети, но несет меньшую нагрузку о чем можно судить по путевым расходам. В своих регионах эти контуры будут представлять резервированную часть кольцевой сети, обладающую дополнительной пропускной способностью для обеспечения подачи газа в аварийные зоны.

Соответственно выбранному основному кольцу принимаем следующие главные направления: *12-11-10-6-2-3* и *12-13-8-4-3*. Желательно, чтобы они несли примерно одинаковые нагрузки. Для этого точки встречи потоков *3* и *7* смещены в сторону направления *12-11-..-3*. Выбором расположения точек *3* и *7* решается вопрос распределения транзитных расходов в кольцах *III* и *IV*. При принятом направлении потоков колец *I* и *II* точки встречи будут *14*

Таблица 6.5. **Определение расчетных расходов газа для участков сети**

Номер участка	Длина участка, м	Удельный путевой расход газа, м³/(ч·м)	Расход газа, м³/ч			
			$Q_п$	$0,55Q_п$	$Q_т$	$Q_р$
2—1	100	0,186	19	10	—	10
2—3	100	0,263	26,3	14,5	—	14,5
6—2	200	0,186+0,263=0,449	90	50	45,3	95,3
6—5	100	0,186+0,228=0,414	41	23	—	23
6—7	150	0,357+0,263=0,62	93	51,2	—	51,2
10—6	300	0,357+0,228=0,585	176	100	269,3	369,3
10—9	100	0,228	22,8	13	—	13
11—10	200	0,357+0,246=0,603	121	66	496,1	562,1
12—11	50	0,336+0,357=0,693	35	19	1127,1	1146,1
4—3	300	0,263	78,9	43,4	—	43,4
8—4	205	0,263	54	30	78,9	108,9
8—7	270	0,62	179,8	99	—	99
13—8	305	0,357	109	60	312,7	372,7
12—13	250	0,693	173	95	596,7	691,7
13—16	450	0,336	151	83	24	107
*16—18**	150	0,288	43	24	—	24
11—15	390	0,336+0,246=0,582	227	125	283	408
15—14	205	0,246	50	28	—	28
15—17	150	0,288	43	24	—	24
15—16	305	0,336+0,288=0,624	190	105	—	105
10—14	350	0,246	88	47	—	47

*Транзит *43* на *13-16*

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

и *16*, и транзитные потоки кольца *II* распределяются однозначно. Для кольца *I* главные направления: *12-11-15-16-18* и *12-13-16-18*. Транзитный поток к участку *16-18* передаем на участок *13-16*, так как он менее загружен, чем соответствующий ему (геометрически) участок *11-15*. Рассмотренный вариант выбора направлений движения потоков газа и распределения транзитных расходов учитывает (качественно) вопросы резервирования в кольцевой сети.

Вычисляем путевые расходы для всех участков сети (сосредоточенных расходов сеть не имеет). Все расчеты сводим в табл. 6.5. Сперва проставляем номера и длины участков, далее удельные путевые расходы (из табл. 6.4), а затем путевые расходы для всех участков. Последовательность проставления нумерации участков в табл. 6.5 принята такая: от концевых точек против движения газа в трубопроводе вдоль выбранных главных направлений в таком порядке, в каком предполагается определять расчетные расходы. При этом следует учитывать, что расходы для всех выходящих из данного узла участков должны быть известны, тогда можно определить расход на участке, который доставляет газ в этот узел. Если хотя бы для одного выходящего из узла участка расход газа неизвестен, тогда это направление следует временно оставить и рассматривать другое направление, из которого можно определить этот неизвестный расход.

Принятая схема и расположение точек встречи потоков позволяет сразу рассчитать все расходы для участков колец *IV* и *III* кроме участков, которые граничат с кольцами *II* и *I*. Для участков от *2-1* до *11-10* расходы были определены по схеме. Для участка *11-10* расход можно найти, зная расходы на участках кольца *II*. Поэтому дальнейший расчет ведем по участкам *4-3, 8-4, 8-7, 13-8*. Далее рассматриваем участки *10-14, 11-10, 15-14, 15-17* и *15-16* (как отмечалось выше на него транзит не перекладываем). В результате заканчиваем расчет потока газа, выходящего из ГРП по участку *12-11*. Для оставшихся участков расходы известны, в итоге определяем расход для второго головного участка *12-13*. Определим расход газа, выходящего из ГРП:

1) участок *12-11*, $35+1127{,}1=1162{,}1$
2) участок *12-13*, $173+596{,}7=769{,}7$

Итого 1931,8

Потребление газа составляет 1994 м^3/ч, что отличается от полученного значения на 2,6%. Считаем такую точность приемлемой.

3. Производим подбор диаметров для всех участков. Потери на местные сопротивления принимаем равными 10% линейных, тогда допустимые потери давления на трение составят:

$$\Delta p_\tau = 1000/1{,}1 = 910 \text{ Па}.$$

Поскольку пути движения газа до концевых точек и точек встречи потоков весьма различны, поэтому принимаем разные удельные потери давления $\Delta p_\tau/l$ для разных направлений.

Рассмотрим основные направления.

1) *12-11-10-6-2-1*,
$50+200+300+200+100=850$,
2) *12-13-8-4-3*, $\Sigma l=1060$,
3) *12-11-15-16-18*, $\Sigma l=895$,
4) *12-11-10-14*, $\Sigma l=600$,

$$\Delta p_\tau/l = \frac{910}{850} = 1{,}07 \text{ Па/м}.$$

$$\Delta p_\tau/l = \ldots = 0{,}86 \text{ Па/м}.$$
$$\Delta p_\tau/l = \ldots = 1{,}02 \text{ Па/м}.$$
$$\Delta p_\tau/l = \ldots = 1{,}52 \text{ Па/м}.$$

Сравнение удельных потерь давления показывает их различие (например: 1,52/0,86=1,78). Учитывая изложенное, производим корректировку $\Delta p_\tau/l$. Сперва подбираем диаметры основных участков. Для оставшихся участков корректируем $\Delta p_\tau/l$ и подбираем диаметры. Целесообразно, по ходу расчета, оценивать возможные невязки в кольцах и учитывать их при назначении диаметров. Следует отметить, что чем точнее будет осуществлен предварительный подбор диаметров кольцевой сети, тем меньше труда будет затрачено на увязку сети и дальнейшие расчеты.

На основании полученных расчетных расходов и изложенных подсчетов возможных удельных потерь давления были подобраны диаметры для всех участков кольцевой сети. Результаты расчетов приведены в табл. 6.6. При гидравлическом расчете использовались номограммы, приведенные в учебнике.

В результате расчета ошибка в кольцах не превысила 10% (т. е. максимальную по СНиПу), поэтому дальнейшую увязку можно не производить. Однако, имея в виду методическую сторону, ниже будет приведена гидравлическая увязка колец, что значительно повысит точность расчета.

4. Производим гидравлическую увязку колец. Сначала рассчитаем первые поправочные круговые расходы $\Delta Q'_k$ для всех колец по формуле (6.62).

$$\Delta Q'_I = -\frac{\sum_к \Delta p_i}{1{,}75 \sum_к \frac{\Delta p_i}{Q_i}} =$$

$$= -\frac{-77{,}7}{1{,}75 \cdot 10{,}382} = 4{,}3,$$

$$\Delta Q'_{II} = -\frac{37{,}5}{1{,}75 \cdot 42{,}798} = -0{,}5,$$

$$\Delta Q'_{III} = -\frac{1}{1{,}75 \cdot 12{,}749} = -0{,}05;$$

$$\Delta Q'_{IV} = -\frac{-40{,}5}{1{,}75 \cdot 36{,}368} = 0{,}64.$$

Рассчитаем по формуле (6.62) поправки $\Delta Q'_к$, учитывающие ошибки в соседних кольцах, и полные круговые расходы $\Delta Q_к$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 6.6. **Гидравлический расчет кольцевой сети**

Номер кольца	Участки				Предварительное распределение расходов				Поправочные расходы ΔQ, м³/ч	Первая итерация			
	номер	номер соседнего кольца	l, м	$d_н \times s$, мм	$Q_р$, м³/ч	$\Delta p/l$, Па/м	Δp, Па	$\frac{\Delta p}{Q_р}$		$\Delta Q_т$, м³/ч	$Q_р$, м³/ч	$\Delta p/l$, Па/м	Δp, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
I	*12—11*	III	50	219×6	1146,1	3,4	170	0,148		3,49	1149,6	3,42	171
	11—15	II	390	219×6	408	0,5	195	0,478		4,65	412,7	0,51	199
	15—16	—	305	108×4	105	1,45	442,3	4,21	4,2	4,2	109,2	1,56	475
	12—13	III	250	219×6	—691,7	—1,38	—345	0,499		3,49	—688,2	—1,36	—339
	13—16	—	450	114×4	—107	—1,2	—540	5,047		4,2	—102,8	—1,12	—502
				Ошибка 9,2 %			— 77,7	10,382			Ошибка 0,5 %		4
II	*11—10*	III	200	219×6	562,1	0,9	180	0,32		—1,16	560,9	0,897	179
	10—14	—	350	75,5×4	47	2,2	770	16,38	—0,45	—0,45	46,6	2,16	757
	11—15	I	390	219×6	—408	—0,5	—195	0,478		—4,65	—412,7	—5,1	—199
	15—14	—	205	57×3	—28	—3,5	—717,5	25,62		—0,45	—28,5	—3,6	—738
				Ошибка 4 %			37,5	42,798			Ошибка 0,1 %		—1
III	*12—13*	I	250	219×6	691,7	1,38	345	0,499		—3,49	688,2	1,36	339
	13— 8	—	305	219×6	372,7	0,4	122	0,327		0,71	373,4	0,4	122
	8—7	IV	290	108×4	99	1,3	377	3,81		—0,15	98,9	1,296	376
	12—11	I	50	219×6	—1146,1	—3,4	—170	0,148	0,71	—3,49	—1149,6	—3,42	—171
	11—10	II	200	219×6	—562,1	—0,9	—180	0,32		1,16	—560,9	—0,897	—179
	10—6	—	300	219×6	—369,3	—0,4	—120	0,325		0,71	—368,6	—0,4	—120
	6— 7	IV	150	75,5×4	— 51,2	—2,5	—374	7,32		—0,15	—51,4	—2,51	—377
				Ошибка 0,1 %			1	12,749			Ошибка 1,2 %		—10
IV	*8—4*	—	205	108×4	108,9	1,5	307,5	2,823		0,86	109,8	1,52	311,9
	4—3	—	300	108×4	43,4	0,28	84	1,935		0,86	44,3	0,29	87
	6—7	III	150	75,5×4	51,2	2,5	375	7,32	0,86	0,15	51,4	2,51	377
	8—7	III	290	108×4	—99	—1,3	—377	3,81		0,15	—98,9	—1,296	—376
	6—2	—	200	60×3	—23	—1,8	—360	15,65		0,86	—22,1	—1,68	—336,1
	2—3	—	100	60×3	—14,5	—0,7	—70	4,83		0,86	—13,6	—0,63	— 62,7
				Ошибка 5,1 %			—40,5	36,368			Ошибка 1,4 %		1,1

Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

$$\Delta Q_1' = \frac{\sum_I \frac{\Delta p_{if}}{Q_{if}} \Delta Q_I}{\sum_I \frac{\Delta p_{if}}{Q_{if}}} =$$

$$= \frac{(0{,}148+0{,}499)(-0{,}05)-0{,}478\cdot 0{,}5}{10{,}382} = -0{,}03\,,$$

$$\Delta Q_1 = \Delta Q_1' + \Delta Q_1'' = 4{,}3 - 0{,}03 = 4{,}2;$$

$$\Delta Q_{II}'' = \frac{0{,}32\,(-0{,}05)+0{,}478\cdot 4{,}2}{42{,}798} = 0{,}05\,;$$

$$\Delta Q_{II} = -0{,}5+0{,}05 = -0{,}45\,.$$

По методу Зейделя в процессе итеративного счета на каждом шáге можно использовать более уточненные значения переменных, чем полученные на первом шáге, поэтому в формулу для $\Delta Q_{II}''$ вместо $\Delta Q_I'=4{,}3$ подставлено значение $\Delta Q_I=4{,}2$.

$$\Delta Q_{III}'' = \frac{(0{,}499+0{,}148)\cdot 4{,}2-0{,}32\cdot 0{,}45+}{12{,}749} + \cdots$$

$$\ldots + \frac{+(3{,}81+7{,}32)\cdot 0{,}64}{12{,}749} = 0{,}76\,,$$

$$\Delta Q_{III} = 0{,}71\,;$$

$$\Delta Q_{IV}'' = \frac{(7{,}32+3{,}81)\cdot 0{,}71}{36{,}368} = 0{,}22\,;$$

$$\Delta Q_{IV} = 0{,}86\,.$$

Ввиду хорошей точности предварительного расчета поправочные круговые расходы получились весьма малые.

Вводим поправочные расходы во все кольца, определяем новые расчетные расходы для всех участков и новые значения потерь давления. Все расчеты сводим в табл. 6.6. Проведенные расчеты показывают высокую точность увязки колец. Ввиду малого различия в расходах на участках при предварительном распределении и после итеративного пересчета новые потери давления на участках рассчитывались аналитически пропорционально изменению отношения расхода газа в степени 1,8, т. е. $(Q_{нов}/Q_{ст})^{1.8}$, где $Q_{нов}$ — новый расход газа, $Q_{ст}$ — расход газа, полученный при предварительном расчете.

Проверим полноту использования расчетного перепада давления в сети. Направление *12-13-8-4-3*, потери давления Δp=860 Па; *12-11-15-16*, Δp=845 Па; *12-11-10-14*, Δp=1107 Па. По всем направлениям степень использования расчетного перепада давления удовлетворительная, лишь на направлении *12-11-10-14 имеется перерасход давления. На втором этапе расчета это будет учтено.*

Второй этап расчета сети. Несмотря на то, что при предварительном распределении потоков учитывались главные направления и были выделены два главных кольца, взаимозаменяемости в кольцевой сети осуществить не удалось. Действительно, нет ни одного кольца, диаметры которого мало отличались бы друг от друга. Поэтому эти кольца нельзя рассматривать как резервированные элементы. Действительно, если, например, отключить участок *12-13*, то вся система будет находиться в аварийном режиме, и у многих потребителей давление газа значительно упадет и они, практически, останутся без газа. Для повышения надежности скорректируем диаметры выбранных основных колец *III* и *I*. За принцип корректировки примем примерное сохранение материальной характеристики кольца постоянной. Это естественно, так как речь идет лишь о изменении структуры кольца по диаметрам, без изменения ее геометрии и нагрузки. Учитывая то, что кольцо, рассчитанное по среднему гидравлическому уклону с уменьшающимися диаметрами по мере уменьшения нагрузки, характеризуется меньшей величиной материальной характеристики M, чем кольцо с постоянным диаметром, поэтому при определении диаметра кольца материальную характеристику кольца несколько увеличиваем.

Проведем осреднение диаметров *III* и *I* колец.

Кольцо III $M_{III} = 219\,(250+50+200+$

$$+305+300)+108\cdot 290+75{,}5\cdot 150 = 284\,640\,,$$

$$\sum_{III} l = 1545 \text{ м};$$

$$d_{ср}^{III} = M \Big/ \sum_{II} l = 284\,640/1545 = 184{,}2 \text{ мм}$$

Такого диаметра по используемому в проектировании сортаменту нет. Поэтому кольцо конструируем из двух ближних диаметров по сортаменту: 219×6 и 159×4. Участки *12-13, 12-11, 11-10* как основные, примыкающие к точке питания кольца *12*, оставим диаметром 219×6. Участки *13-8* и *10-6* также оставим диаметром 219×6, так как они транспортируют газ в район потребления IV кольца. Участки *8-7* и *6-7* примем диаметром 159×4. Тогда, $M_{III}' = 219\times$ $\times(250+50+200+305+300)+159(150+290) =$ $=311955$. Материальная характеристика превышает M, полученную в результате расчета в первом этапе на 9,6%. Дополнительная стоимость повысит надежность газоснабжения. Соответственно средний диаметр кольца III будет равен $d_{ср}=201{,}9$ мм.

Кольцо I $M_I = 219\,(50+390+250)+108\cdot 305+$

$$+114\cdot 450 = 235\,350\,.$$

$$d_{ср} = \frac{235\,350}{1445} = 162{,}9 \text{ мм}$$

Проектируем также кольцо из ближних двух диаметров: участки *12-13* и *12-11* диаметром 219×6, эти диаметры изменять нельзя, так как они были приняты в кольце высшего ранга — III; участок *11—15* сохраняем диаметром 219×6, так как этот участок транспортирует газ в зону кольца II; участки *13-16* и *15-16* принимаем диаметром 159×4. Материальная характеристика равна $M_I' = 247755$. Она пре-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 6.7. **Гидравлическая увязка кольцевой сети на втором этапе расчета**

Номер кольца	Участки				Предварительное распределение расходов				Поправочные расходы ΔQ, м³/ч	Первая итерация			
	номер	номер соседнего кольца	l, м	$d_н \times s$, мм	$Q_р$, м³/ч	$\Delta p/l$, Па/м	Δp, Па	$\frac{\Delta p}{Q_р}$		$\Delta Q_{уч}$, м³/ч	$Q_р$, м³/ч	$\Delta p_т$, Па	$i_1 \Delta p_{т_1}$, Па
I	*12—11*	III	50	219×6	1149,6	3,42	171	0,149	−88	−55,1	1094,5	157	173
	11—15	II	390	159×4	412,7	2,33	910	2,2		−85,3	327,4	600	660
	15—16	—	305	159×4	109,2	0,25	76	0,697		−88	21,2	4	4
	12—13	III	250	219×6	−688,2	−1,36	−339	0,493		−55,1	−743,3	−391	430
	13—16	—	450	159×4	−102,8	−0,23	−103	1		−88	−190,8	−314	345
							715	4,539		Ошибка 7,6 %		56	
II	*11—10*	III	200	219×6	560,9	0,897	179	0,319	−2,7	30,2	591,1	197	217
	10—14	—	350	76×3	46,6	1,8	630	13,52		−2,7	43,9	566	623
	11—15	I	390	159×4	−412,7	−2,33	−910	2,2		85,3	−327,4	−600	660
	15—14	—	205	76×3	−28,5	−0,7	−144	5,05		−2,7	−31,2	−169	186
							−245	21,1		Ошибка 0,8 %		−6	
III	*12—13*	I	250	219×6	688,2	1,36	339	0,493	−32,9	55,1	743,3	391	430
	13—8	—	305	219×6	373,4	0,4	122	0,327		−32,9	340,5	103	113
	8—7	IV	290	159×4	98,9	0,176	51,2	0,517		−32,7	66,2	25	28
	12—11	I	50	219×6	−1149,6	−3,42	−171	0,149		55,1	−1094,5	−157	173
	11—10	II	200	219×6	−560,9	−0,897	−179	0,319		−30,2	−591,1	−197	217
	10—6	—	300	219×6	−368,6	−0,4	−120	0,325		−32,9	−401,5	−140	154
	6—7	IV	150	159×4	−51,4	−0,054	−8,1	0,159		−32,7	−84,3	−20	22
							34,1	2,29		Ошибка 1 %		5	
IV	*8—4*	—	205	108×4	109,8	1,52	312	2,842	0,2	0,2	110	312	343
	4—3	—	300	108×4	44,3	0,29	87	1,964		0,2	445	87	96
	6—7	III	150	159×4	51,4	0,054	8,1	0,159		32,7	84,3	20	22
	8—7	III	290	159×4	−98,9	−0,176	−51,2	0,517		32,7	−66,2	−25	28
	6—2	—	200	60×3	−22,1	−1,68	−336	1,52		0,2	−21,9	−336	370
	2—3	—	100	60×3	−13,6	−0,63	−63	4,63		0,2	−13,4	−63	69
							−43,1	11,63		Ошибка 1,2 %		− 5	

Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

Таблица 68 **Гидравлический расчет тупиковых газопроводов**

Номер участка	l, м	$Q_р$, м³/ч	Располагаемые		$d_н \times s$	$\Delta p/l$	Δp	l / Δp
			Δp, Па	$\Delta p/l$, Па/м				
2—1	100	10	86	0,86	57×3	0,55	55	61
5—6	100	23	456	4,56	57×3	2,5	250	275
10—9	100	13	610	6,1	57×3	0,85	85	94
15—17	150	24	167	1,1	70×3	0,8	120	132
16—18	150	24	225	1,5	70×3	0,8	120	132

вышает принятую ранее на 5,3% Соответствующий средний диаметр будет $d_{ср}$=171,5 мм Оставляем принятые диаметры

Учитывая то, что в кольце II потери давления превышали допустимые значения, заменяем диаметры двух участков на большие Принимаем для участков *10-14* и *15-14* диаметр 76×3

Для новых диаметров решаем задачу потокораспределения аналогично первому этапу расчета Все расчеты сводим в табл 67, аналогичную табл 66 За начальное потокораспределение принимаем полученное в конце первого этапа

По данным табл 67 рассчитываем поправочные круговые расходы ΔQ_I=—88, ΔQ_{II}=—2,7, ΔQ_{III}=—32,9, ΔQ_{IV}=0,2 Вводим поправочные расходы и производим перерасчет В результате одной итерации все кольца были увязаны с ошибкой менее 8% Таким образом, задача потокораспределения при новых диаметрах колец решена

Проверим полноту использования расчетного перепада давления в сети Направления *12-13-8-4-3*, Δp=893 Па, *12-11-10-6-2-3*, Δp=893 Па, *12-11-10-14*, Δp=920 Па, *12-11-15-16*, Δp=761 Па, за этим направлением следует тупиковое ответвление длиной в 150 м, на котором будет использован оставшийся перепад

В итоге второго этапа расчета можно отметить, что, используя методику ранжировки колец по значимости и осредняя их диаметры, можно существенно улучшить структуру кольцевой сети и повысить надежность газоснабжения Но для повышения надежности необходимы дополнительные металловложения В изложенном примере материальная характеристика разработанного варианта превышает на 7,7% материальную характеристику сети, полученную в первом этапе расчета, структура сети которого характеризовалась меньшей надежностью Однако, теория и практика показывают, что расходы на повышение надежности всегда окупаются за счет снижения ущерба от ненадежности систем Поэтому следует рекомендовать для использования второй, более надежный вариант

Расчет тупиковых ответвлений.

При расчете тупиковых ответвлений стремимся использовать весь расчетный перепад давления Все расчеты сводим в табл 68 Расчетные расходы берем из табл 65 Располагаемые перепады, на которые подбираем диаметры, рассчитываем по данным последней графы табл 67 Например, располагаемый перепад для участка *2-1* определяем, исходя из потерь давления по направлению *12-11-10-6-2*, которые равны 173+217+154+370=914 Располагаемый перепад для участка *2-1* равен 1000—914=86 Па Диаметры газопроводов принимаем не менее 50 мм

Проверяем степень использования расчетного перепада в сети по основным направлениям Определяем потери давления по направлениям *12-11-10-6-2-1*, Δp=975, *12-13-16-18*, Δp=907, *12-11-10-9*, Δp=484 По основным направлениям расчетный перепад давления использован примерно на 90% По коротким направлениям например *12-11-10-9* расчетный перепад недоиспользован, так как диаметры трубопроводов менее 50 мм не принимались

Нерасчетные гидравлические режимы в кольцевой сети. При непосредственном присоединении потребителей к сети низкого давления количество газа, поступающего к отдельным абонентам, регулировать нельзя. Потребление газа абонентами зависит от величины гидравлического сопротивления абонентского ответвления (включая сопротивление кранов перед приборами и горелок) и давления газа в точке присоединения ответвления к кольцевой сети. Если давление в точке присоединения ответвления уменьшается, то поступление газа потребителю автоматически также уменьшается. Следовательно, снижение подачи газа различным абонентам при аварийном режиме будет определяться гидравлическим сопротивлением абонентского ответвления и местом его присоединения к кольцевой сети. Таким образом, для нерасчетных гидравлических режимов расходы газа потребителям, присоединенным к сети низкого давления, неизвестны. Для их определения необходимо ответвления к потребителям условно закольцовывать с основной сетью. Это возможно,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

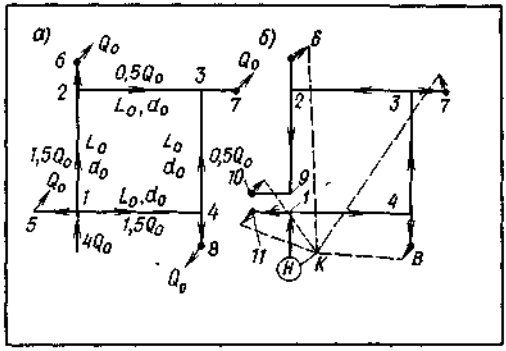


Рис. 6.19. Расчетные схемы кольца низкого давления

а—расчетный режим, *б*—аварийный режим

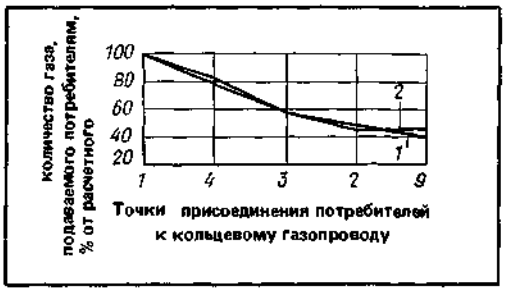


Рис. 6.20. Подача газа потребителям при аварийном режиме

1—при расчете ответвлений на полный перепад, *2*—при расчете ответвлений на постоянный перепад

так как продукты горения из газовых горелок выходят в атмосферу, следовательно, давление в газораспределительной системе после абонентов равно атмосферному. С точки зрения гидравлического расчета, это значит, что концы всех абонентов сходятся в одной точке «к». Чтобы замкнуть систему между этой точкой и точкой питания, следует установить условный нагнетатель, который должен развивать давление, равное избыточному давлению в начале сети. Лучи, соединяющие концы абонентов с точкой «к», имеют нулевое гидравлическое сопротивление. Такая модификация схемы позволяет соседние ответвления с соединяющими их участками считать параллельными.

Параллельные соединения газопроводов рассчитывают, используя по-

$$Q = \frac{l}{\sqrt{a}}\sqrt{\Delta p} = b\sqrt{\Delta p}$$

Общий расход газа через параллельное соединение равен сумме расходов через все участки, отсюда

$$Q_\Sigma = (b_1 + b_2 + \ldots + b_к)\sqrt{\Delta p} = b_\Sigma\sqrt{\Delta p}.$$

Следовательно, общая гидравлическая проводимость параллельного соединения равна сумме гидравлических проводимостей отдельных участков.

На рис. 6.19 показан кольцевой газопровод низкого давления постоянного диаметра d_0 с присоединенными четырьмя ответвлениями к потребителям. Здесь же показана схема сети, у которой абонентские ответвления закольцованы через точку »к« и нагнетатель *Н* с точкой питания, приспособленная для гидравлического расчета аварийного режима при отключении головного участка слева от точки питания сети. Для этой схемы участки к-*10-2* и к-*6-2* являются параллельными; параллельными являются и другие абонентские ответвления. Так как однокольцевой газопровод при аварийном отключении участка превращается в тупиковый, поэтому схему (см. рис. 6.19, *б*) можно рассчитывать, используя метод гидравлических сопротивлений и проводимостей. Для этого первоначально определяют гидравлические сопротивления и проводимости всех соединений, начиная от точки *10*. Так, рассматривают параллельное соединение элементов сети к-*10-2* и к-*6-2*, находят их общие проводимость и сопротивление. Далее определяют сопротивление и проводимость последовательного соединения, состоящего из разветвления (к-*10-2* и к-*6-2*) и участка *2-3*. Производя таким образом дальнейшие расчеты, определяют гидравлическое сопротивление и проводимость всей системы.

После этого рассчитывают расходы газа для всех участков и абонентов.

Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

Начинают расчет с точки питания и двигаются к концевой точке, учитывая, что поток газа распределяется по параллельным линиям прямо пропорционально их проводимостям. Расчеты показывают, что при аварийном режиме работы сети потребители в зависимости от удаленности их от точки питания получают различное количество газообразного топлива. Чем ближе расположен потребитель к точке питания, тем в лучших условиях он находится. На рис. 6.20 (кривая *1*) дан график подачи газа при аварийном режиме работы сети, показанной на рис. 6.19, в случае расчета всех ответвлений к потребителям на полный перепад давлений. Кольцо низкого давления с постоянным диаметром обладает значительно большей надежностью, чем кольцо высокого давления. Это объясняется тем, что при непосредственном присоединении потребителей в случае снижения подачи им газа перед ними падает давление и возрастает перепад в сети, что повышает ее пропускную способность.

Роль гидравлических сопротивлений ответвлений в распределении расходов при аварийных гидравлических режимах невелика, так как основные потери давления имеют место в головных, наиболее нагруженных участках сети. Это положение иллюстрирует кривая *2* (см. рис. 6.20), показывающая количества газа, подаваемые отдельным потребителям в аварийном режиме, если все ответвления были рассчитаны на постоянный перепад давления. Основная масса потребителей в обоих вариантах получает одинаковое количество газа и только концевому абоненту по второму варианту поступает 46,6% газа вместо 40% по первому варианту. Таким образом, при расчете ответвлений от распределительных сетей к зданиям необходимо использовать весь располагаемый перепад.

Из этого следует, что при разрыве кольца низкого давления постоянного диаметра количество газа, подаваемого основной массе потребителей, уменьшается не столь существенно. Поэтому можно считать, что кольцо низкого давления постоянного диаметра обеспечивает надежность системы. Это положение нашло свое отражение в рекомендациях по предварительному назначению диаметров и распределению потоков при расчете сети низкого давления, изложенных в начале параграфа. При расчете аварийных режимов многокольцевых сетей низкого давления используют метод контурных расходов, так как методом гидравлических сопротивлений и проводимостей сложные задачи решить нельзя.

6.7. Расчет кольцевых газовых сетей высокого (среднего) давления

Газовые сети высокого (среднего) давления являются верхним иерархическим уровнем городской системы газоснабжения. Для средних и больших городов их проектируют кольцевыми (резервированными), и только для малых городов они могут выполняться в виде разветвленных тупиковых сетей.

Все городские сети рассчитывают на заданный перепад давления. Такой подход к расчету связан с тем, что в город газ поступает под определенным давлением и поддерживается не ниже заданной величины. При движении газа по сетям высокого, среднего и низкого давления, а также при истечении из сопл газовых горелок все избыточное давление газа теряется. Городские системы не имеют нагнетателей, поэтому давление газа в системе не может увеличиваться. В связи с этим при технико-экономическом расчете городских сетей расход энергии на повышение давления газа не учитывают.

Расчетный перепад давления для сетей высокого (среднего) давления определяют исходя из следующих соображений. Начальное давление принимают максимальным по СНиП. Конечное давление принимают таким, чтобы при максимальной нагрузке сети

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

было обеспечено минимально допустимое давление газа перед регуляторами. Величина этого давления складывается из максимального давления газа перед горелками, перепада давлений в абонентском ответвлении при максимальной нагрузке и перепада в газорегуляторном пункте. В большинстве случаев перед ГПР достаточно иметь избыточное давление примерно 0,15...0,2 МПа.

Для разветвленных (нерезервированных) сетей потокораспределение однозначно определяется заданной схемой системы, а диаметры рассчитывают при полном использовании максимального перепада давления. Для сокращения расходов на сеть следует проводить технико-экономический расчет диаметров.

При расчете кольцевых сетей, как уже отмечалось выше, необходимо оставлять резерв давления для увеличения пропускной способности системы при аварийных гидравлических режимах. Принятый резерв следует проверять расчетом при возникновении наиболее неблагоприятных аварийных ситуаций. Такие режимы обычно возникают при выключении головных участков сети. Для многокольцевой сети неблагоприятных режимов, которые необходимо проверить расчетом, может быть несколько.

Стопроцентное обеспечение потребителей газом при отказах элементов системы связано с дополнительными капитальными вложениями. Максимального эффекта можно добиться лишь при следующей постановке задачи. Ввиду кратковременности аварийных ситуаций следует допускать снижение качества системы при отказах ее элементов. Снижение качества оценивают коэффициентом обеспеченности $K_{об}$, который зависит от категории потребителей. Таким образом, количество газа, подаваемого потребителям при аварийном гидравлическом режиме $Q_{ав}$, не должно быть меньше предельного значения, определяемого соотношением

$$Q_{ав} = K_{об} Q_{расч}.$$

Сети высокого (среднего) давления являются управляемыми, к ним присоединяют ограниченное число крупных потребителей, режимом подачи газа которым управляет диспетчерская служба. При аварийной ситуации на сети диспетчер принимает меры для сокращения потребления газа. Такое сокращение можно осуществить в результате временного уменьшения подачи теплоты на отопление зданий и горячее водоснабжение, что приведет к уменьшению расходования газа котельными; можно временно прекратить работу второстепенных цехов; наконец, котельные и цехи, имеющие резервное топливоснабжение, должны быть переведены на работу с использованием этих топлив. Следует отметить, что во всех указанных случаях режим давлений в сети должен быть таким, чтобы была обеспечена нормальная работа газогорелочных устройств неотключенных агрегатов. Сократить подачу газа можно и коммунально-бытовым потребителям путем перенастройки регуляторов давления в ГРП на более низкое выходное давление.

Следствием управляемости сети является и особая постановка задачи расчета аварийного гидравлического режима, заключающегося в том, что не только в расчетном режиме, но и в аварийных ситуациях узловые расходы газа являются заданными. Это положение позволяет вести расчет аварийных режимов теми же методами, какими определяют диаметры газопроводов при расчетном режиме. Отличие состоит лишь в том, что меняется геометрия сети: выключают один или несколько элементов и уменьшают узловые нагрузки в соответствии с принятыми коэффициентами обеспеченности.

Рассмотрим вопрос о возможных значениях коэффициентов обеспеченности. Коммунально-бытовых потребителей обычно питают от сети низкого давления после ГРП. Возможное уменьшение подачи газа ограничено нижним пределом, который устанавливают из соображений минимально

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

допустимого давления газа перед приборами. Это минимальное давление определяется минимальной нагрузкой, которую принимают равной 50% расчетного значения. Такое сокращение подачи газа хотя и снизит качество газоснабжающей системы, но не поставит потребителей в условия, когда они будут лишены источника теплоты и вынуждены искать другой вид топлива или энергии.

Половину нормы газообразного топлива будут получать примерно 20... 30% потребителей, причем такое снижение подачи топлива существенно не отразится на приготовлении пищи. В основном это будет отражаться на качестве горячего водоснабжения. Как показывают исследования, при снижении давления после ГРП можно уменьшить максимальный расход примерно на 15...20%. Следовательно, для коммунально-бытовых потребителей, присоединенных к сети низкого давления, коэффициент обеспеченности $K_{об}$ можно принять равным 0,8...0,85. Учитывая кратковременность аварийных ситуаций и теплоаккумулирующую способность зданий, можно сократить подачу газа на отопительные цели. Коэффициент обеспеченности для отопительных котельных можно принимать равным: $K_{об}=0,7...0,75$.

Коэффициент обеспеченности для промышленных предприятий определяют из следующих соображений. Если предприятие имеет резервную систему снабжения топливом, то $K_{об}=0$. При ее отсутствии допустимое сокращение подачи газа зависит от сокращения подачи теплоты на отопительные цели. Для технологических нужд сокращать подачу газа не следует. Таким образом, коэффициент $K_{об}$ можно определить для всех сосредоточенных потребителей и на их основе рассчитать аварийные гидравлические режимы. После обоснования коэффициентов обеспеченности для всех потребителей решают вторую задачу, т. е. определяют необходимый резерв пропускной способности сети.

Для однокольцевого газопровода аварийных режимов, подлежащих расчету, два: при выключении головных участков слева и справа от точки питания. Так как при выключении головных участков однокольцевой газопровод превращается в тупиковый, поэтому диаметр кольца можно определить из расчета аварийного гидравлического режима при лимитированном газоснабжении для тупиковой линии. Рекомендуется следующий порядок расчета однокольцевой газовой сети высокого (среднего) давления:

1. Производим предварительный расчет диаметра кольца по приближенным зависимостям:

$$Q_р = 0,59 \sum_{i=1}^{n} K_{обi} Q_i ,$$

$$p_н^2 - p_к^2 / 1,1 L_к , \qquad (6.65)$$

где $Q_р$ — расчетный расход газа, Q_i — расчетные расходы газа потребителями; $K_{обi}$ — коэффициенты обеспеченности; $p_н$, $p_к$ — абсолютные давления газа в начале и в конце сети; $L_к$ — протяженность кольца (коэффициент 1,1 учитывает местные сопротивления); 0,59— приближенное значение коэффициента α в формуле определения расчетного расхода, когда газопровод несет путевую нагрузку. Значение этого коэффициента можно уточнить по формуле (6.39).

Целесообразно принимать постоянный диаметр кольца. Если такой диаметр подобрать не удастся, то участки газопроводов, расположенные диаметрально противоположно точке питания, следует прокладывать меньшего диаметра, но не менее чем 0,75 диаметра головного участка. Расчеты показывают, что если запроектировать однокольцевой газопровод с таким же резервом пропускной способности, но при постоянном падении квадрата давления в расчетном режиме $[(p_н^2 - p_к^2)/l = \text{const}]$, тогда будет иметь место перерасход металла на 5...10% по сравнению с кольцом постоянного диаметра.

2. Выполняем два варианта гидравлического расчета аварийных режимов при выключенных головных участках слева и справа от точки питания. Диаметры участков корректируем так, чтобы давление газа у последнего потребителя не понижалось ниже минимально допустимого значения.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

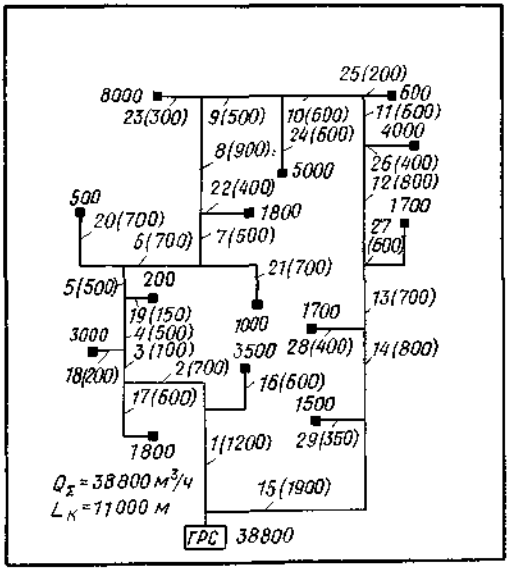


Рис. 6.21. Схема однокольцевого газопровода высокого давления

Для всех ответвлений рассчитываем диаметры газопроводов на полное использование перепада давления с подачей им $K_{об_i} Q_i$ газа.

3. Рассчитываем распределение потоков при нормальном режиме и определяем давление газа во всех узловых точках.

4. Проверяем диаметры ответвлений к сосредоточенным потребителям при расчетном гидравлическом режиме. При недостаточности диаметров увеличиваем их до необходимых размеров.

Пример. 6.5. Рассчитать однокольцевой газопровод (рис. 6.21). На схеме рис. 6.21 показаны у всех потребителей узловые расходы газа (м³/ч), даны номера всех участков кольца и ответвлений, около номеров участков в скобках указаны их длины (м). Начальное давление газа после ГРС $p_н$=700 кПа (абс), минимальное конечное давление $p_к$=300 кПа (абс). Коэффициент обеспеченности для всех потребителей принят равным: $K_{об}$=0,7.

Решение 1. Определим диаметр кольца по расчетному расходу

$$Q_п = 0{,}59 \sum_{i=1}^{n} K_{об} Q_i =$$

$$= 0{,}59 \cdot 0{,}7 \cdot 38\,800 = 16\,024 \text{ м}^3/\text{ч}$$

и удельному падению квадрата давления

$$\frac{p_н^2 - p_к^2}{1{,}1\, L_к} = \frac{700^2 - 300^2}{1{,}1 \cdot 11\,000} = 33{,}06 \text{ кПа}^2/\text{м}$$

Здесь потери давления на местных сопротивлениях приняты в 10% линейных потерь.

Диаметр определяем по номограмме (см. рис. 6.2), он равен 273×7 мм.

2. Производим расчеты для аварийных режимов при выключении участков *1* и *15*. Расчеты для обоих вариантов сводим в табл. 6.9. Узловые расходы принимаем равными: $K_{об} Q_р = 0{,}7 Q_р$.

В процессе гидравлического расчета выяснилось, что кольцо диаметром 273×7 мм не обеспечивает необходимого давления в концевых точках. Особенно это проявлялось при выключении участка *1*. Такое положение объясняется тем, что нагрузка на кольцо несимметричная — перегружена левая ветвь. Учитывая изложенное, для участков *1*, *12*, *13*, *14* и *15* был принят диаметр 325×8, который и учтен в табл. 6.9.

Определим давление в концевых точках. При выключении участка *15* $p_к = \sqrt{490\,000 - 328\,730} = 402$ кПа. При выключении участка *1* $p_к = \sqrt{490\,000 - 342\,185} = 384$ кПа. В обоих случаях давления достаточны, чтобы присоединить соответственно ответвления *29* и *16*. Полученные диаметры кольца оставляем.

Рассчитываем диаметры ответвлений для аварийных режимов при подаче потребителям $Q_{вб} = K_{об} Q_р$ м³/ч газа. Сначала определяем давление газа в начале всех ответвлений как при отказе участка *15*, так и при отказе участка *1*. Из сравнения двух значений начальных давлений для каждого ответвления $p_{н\,от}$ выбираем меньшее. Для этого давления и подбираем диаметр ответвления при условии, чтобы давление в конце ответвления $p_{к\,от}$ было не менее 300 кПа. Кроме того, диаметры менее 50 мм не проектируем.

Порядок расчета проследим на примере ответвления *20*.

а) Находим давление в начале ответвления при отказе участка *15*

$$p_{н20} = \sqrt{700^2 - (58\,080 + 69\,300 + 9350 + 38500 + 37400)} = 526{,}7 \text{ кПа},$$

здесь 700 кПа — давление в начале сети, а сумма в скобках — потери квадрата давления на участках *1*, *2*, *3*, *4*, *5*, взятые из табл. 6.9.

б) Определяем давление в начале ответвления при отказе участка 1

$$p_{н20} = \sqrt{700^2 - (91\,960 + 39\,960 + 29\,260 + 31\,680 + 42\,900 + 39\,600 + 24\,750 + 18\,810 + 8800 + 10\,780)} =$$

$$= 393 \text{ кПа}.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 6.9 **Результаты гидравлического расчета аварийных режимов**

Отказал участок *15*						Отказал участок *1*					
показатели участка						показатели участка					
№	$d_н \times s$, мм	$l_у$, м	$Q_у$, м³/ч	$\frac{p_н^2-p_к^2}{l}\times$ $\times 100$, кПа²	$(p_н^2-p_к^2)_у = 1{,}1\times \frac{p_н^2-p_к^2}{l}\times \times 100 l_у/100$, кПа²	№	$d_н \times s$, мм	$l_у$, м	$Q_у$, м³/ч	$\frac{p_н^2-p_к^2}{l}\times$ $\times 100$, кПа²	$(p_н^2-p_к^2)_у = 1{,}1\times \frac{p_н^2-p_к^2}{l}\times \times 100 l_у/100$, кПа²
1	325×8	1200	27160	4400	58080	15	325×8	1900	27160	4400	91960
2	273×7	700	24710	9000	69300	14	325×8	800	26110	4200	36960
3	273×7	100	23450	8500	9350	13	325×8	700	24920	3800	29260
4	273×7	500	21350	7000	38500	12	325×8	800	23730	3600	31680
5	273×7	500	21210	6800	37400	11	273×7	600	20930	6500	42900
6	273×7	700	17710	4600	35420	10	273×7	600	20510	6000	39600
7	273×7	500	17010	4500	24750	9	273×7	500	17010	4500	24750
8	273×7	900	15750	3800	37620	8	273×7	900	11410	1900	18810
9	273×7	500	10150	1600	8800	7	273×7	500	10150	1600	8800
10	273×7	600	6650	700	4620	6	273×7	700	9450	1400	10780
11	273×7	600	6230	600	3960	5	273×7	500	5950	550	3025
12	325×8	800	3430	80	700	4	273×7	500	5810	500	2750
13	325×8	700	2240	30	230	3	273×7	100	3710	200	220
14	325×8	800	1050	—	—	2	273×7	700	2450	90	690
Итого	—	—	—	—	328 730		—	—	—	—	342 185

Таблица 6.10. **Результаты гидравлического расчета ответвлений при аварийных режимах**

Отказал участок *15*								Отказал участок *1*							
№ ответвления	$Q_{от}$, м³/ч	$l_{от}$, м	$d_н \times s$, мм	$\frac{p_н^2-p_к^2}{l}\times$ $\times 100$, кПа²	$1{,}1\frac{p_н^2-p_к^2}{l}\times$ $\times 100 l/100$, кПа²	$p_{н\,от}$, кПа	$p_{к\,от}$, кПа	№ ответвления	$Q_{от}$, м³/ч	$l_{от}$, м	$d_н \times s$, мм	$\frac{p_н^2-p_к^2}{l}\times$ $\times 100$, кПа²	$1{,}1\frac{p_н^2-p_к^2}{l}\times$ $\times 100 l_{от}/100$, кПа²	$p_{н\,от}$, кПа	$p_{к\,от}$, кПа
16	2450	600	—	—	—	657,2	—	29	1050	350	—	—	—	630,9	—
17	1260	600	—	—	—	602,2	—	28	1190	400	—	—	—	600,9	—
18	2100	200	—	—	—	594,4	—	27	1190	600	—	—	—	576,0	—
19	140	150	—	—	—	561	—	26	2800	400	—	—	—	547,9	—
20	3500	700	—	—	—	526,7	—	25	420	200	—	—	—	507,2	—
21	700	700	—	—	—	498	—	24	3500	600	—	—	—	466,5	—
22	1260	400	—	—	—	466	—	23	720	300	—	—	—	439,2	—

Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

Продолжение табл. 6.10

Отказал участок 15								Отказал участок 1							
№ ответвления	$Q_{от}$, м³/ч	$l_{от}$, м	$d_н \times s$, мм	$\frac{p_н^2-p_к^2}{l}\times$ ×100, кПа²	$1{,}1\frac{p_н^2-p_к^2}{l}\times$ ×100$l_{от}$/100, кПа²	$p_{н\,от}$, кПа	$p_{к\,от}$, кПа	№ ответвления	$Q_{от}$, м³/ч	$l_{от}$, м	$d_н \times s$, мм	$\frac{p_н^2-p_к^2}{l}\times$ ×100, кПа²	$1{,}1\frac{p_н^2-p_к^2}{l}\times$ ×100$l_{от}$/100, кПа²	$p_{н\,от}$, кПа	$p_{к\,от}$, кПа
23	5600	300	133×4	20000	66000	423,8	337	22	1260	400	89×3	10000	44000	417,2	360,7
24	3500	600	133×4	9000	59400	413,3	334	21	700	700	76×2	7500	57750	406,5	327,9
25	420	200	57×3	16000	35200	407,6	362	20	3500	700	133×4	8500	65450	393,0	298,4
26	2800	400	108×4	18000	79200	402,7	288	19	140	150	57×3	1800	2970	389,2	385,4
27	1190	600	89×3	9000	59400	401,9	320	18	2100	200	89×3	30000	66000	385,6	287,6
28	1190	400	89×3	9000	39600	401,6	349	17	1260	600	89×3	9000	59400	385,4	298,5
29	1050	350	76×3	16000	61600	401,6	316	16	2450	600	133×4	4300	28380	384,5	345,6

Таблица 6.11. **Результаты расчета потокораспределения при нормальном гидравлическом режиме сети**

Показатели участка			Предварительное распределение расходов				Окончательное распределение расходов			
№	$d_н \times s$, мм	$l_{уч}$, м	$Q_{уч}$, м³/ч	$\frac{p_н^2-p_к^2}{l}100$, кПа²	$(p_н^2-p_к^2)_{уч}=\frac{p_н^2-p_к^2}{l}\cdot 100\times$ ×$l_{уч}$/100, кПа²	$Q_у\cdot(p_н^2-p_к^2)_{уч}$	$Q_{уч}$, м³/ч	$\frac{p_н^2-p_к^2}{l}100$, кПа²	$(p_н^2-p_к^2)_{уч}=\frac{p_н^2-p_к^2}{l}\times$ ×100$l_{уч}$/100, кПа²	$1{,}1(p_н^2-p_к^2)_{уч}$, кПа
1	325×8	1200	19300	2000	24000	1,244	20300	2600	31200	34320
2	273×7	700	15800	2500	17500	1,108	16800	4000	28000	30800
3	273×7	100	14000	3000	3000	0,214	15000	3500	3500	38500
4	273×7	500	11000	1900	9500	0,864	12000	2300	11500	12650
5	273×7	500	10800	1800	9000	0,833	11800	2220	11100	12210
6	273×7	700	5800	500	3500	0,603	6800	700	4900	5390
7	273×7	500	4800	330	1650	0,344	5800	500	2500	2750
8	273×7	900	3000	160	1440	0,48	4000	250	2250	2475
9	273×7	500	—5000	380	—1900	0,38	—4000	—250	—1250	1375
10	273×7	600	—10000	—1500	—9000	0,9	—9000	—1300	—7800	8580
11	273×7	600	—10600	—1700	—10200	0,962	—9600	—1400	—8400	9240
12	325×8	800	—14600	—1200	—9600	0,658	—13600	—1200	—9600	10560
13	325×8	700	—16600	—1600	—11200	0,675	—15600	—1500	—10500	11550
14	325×8	800	—18000	—1800	—14400	0,8	—17000	—1700	—13600	14960
15	325×8	1900	—19500	—2000	—38000	1,949	—18500	—2000	—38000	41800
					—24710	12,014			5800	

Ошибка $\frac{-24710\cdot 100}{0{,}5\cdot 163890}=-30{,}2\%$

Ошибка $\frac{-5800\cdot 100}{0{,}5\cdot 184100}=6{,}3\%$

Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

Так как при отказе участка *1* давление в начале ответвления меньше, поэтому за расчетное значение принимаем $p_{н20}=393$ кПа.

в) Определяем допустимую потерю квадрата давления на 100 м

$$\frac{p^2_{н20}-p^2_{к20}}{1{,}1\,l_{20}}\cdot 100=$$

$$=\frac{393^2-300^2}{1{,}1\cdot 700}\cdot 100=8370\ \text{кПа}^2.$$

г) Подбираем диаметр ответвления по номограмме (см. рис. 6.3)

$$d\times s=133\times 4,\quad \frac{p^2_н-p^2_к}{l}\cdot 100=8500\ \text{кПа}^2.$$

д) Определяем потерю квадрата давления на ответвлении

$$1{,}1\,\frac{p^2_н-p^2_к}{l}\cdot 100\,l_{20}/100=$$

$$=1{,}1\cdot 8500\cdot 7=65\,450\ \text{кПа}^2.$$

е) Находим давление в конце ответвления

$$P_{к20}=\sqrt{393^2-65\,450}=298{,}4\ \text{кПа}.$$

Принятый диаметр оставляем.

Все расчеты для ответвлений сводим в табл. 6.10. Из рассмотрения расчетов (см. табл. 6.10) следует, что для ответвлений *23, 24-29* начальное давление будет меньшим при отказе участка *15*, а для ответвлений *16, 17-22*— при отказе участка *1*. Для этих условий и были подобраны диаметры.

3) Производим расчет потокораспределения при нормальном гидравлическом режиме сети. Сначала задаемся предварительным распределением потоков (нулевое приближение), при этом для каждого узла соблюдаем первый закон Кирхгофа. Примем точку схода в узле ответвления *23*. Будем считать, что по участку *8* в это ответвление поступает 3000 м^3/ч газа, а по участку *9*—5000 м^3/ч (Q_{23}=8000 м^3/ч). Далее, двигаясь против потока газа по каждой ветви кольца, находим расчетные расходы для всех участков кольца. По известным диаметрам и расходам по номограмме (см. рис. 6.3) находим потери давления на 100 м длины для всех участков и далее потери на участках. Все расчеты сводим в табл. 6.11.

В результате расчета кольца, исходя из предварительного распределения потоков, получаем невязку потерь квадрата давления в кольце, равную 24 710. Следовательно, ветвь *15, 14-9* перегружена. Для ее разгрузки необходимо ввести круговой расход по часовой стрелке. Ошибка в кольце составляет величину

$$\delta=\frac{\sum\left(p^2_{нг}-p^2_{кг}\right)100}{0{,}5\sum\left(p^2_{нг}-p^2_{кг}\right)}=\frac{-24\,710\cdot 100}{0{,}5\cdot 163\,890}=$$

$$=-30{,}2\%.$$

Рассчитаем поправочный круговой расход по формуле (6.63), учитывая, что для одного кольца $\Delta Q_к=\Delta Q^1_к$:

$$\Delta Q_к=-\frac{\sum_к\left(p^2_{нг}-p^2_{кг}\right)}{2\sum_к\frac{\left(p^2_{нг}-p^2_{кг}\right)}{Q_г}}=-\frac{-24\,710}{2\cdot 12{,}014}=1028,$$

примем $\Delta Q_к$=1000 м^3/ч.

Полученный увязочный круговой расход вводим в кольца и производим окончательный расчет. После введения кругового расхода ошибка в кольце уменьшилась до 6,2%, что, приемлемо. Этим заканчивается расчет кольца.

4) Проверяем достаточность принятых диаметров ответвлений в процессе расчета аварийных гидравлических режимов. Сначала определяем давление газа в узлах присоединения ответвлений к кольцевому газопроводу, т. е. начальное давление в ответвлении $p_{н\,от}$. Далее находим потерю давления, исходя из расчетной нагрузки и принятого диаметра, и затем давление в конце ответвления $p_{к\,от}$. Если полученное давление не меньше 300 кПа, тогда принятый диаметр оставляем, в противном случае диаметр увеличиваем. Все расчеты сводим в табл. 6.12, откуда следует, что во всех случаях диаметры ответвлений, принятые при расчете аварийных режимов, удовлетворяют требованиям расчетного режима. Следовательно, аварийные гидравлические режимы для ответвлений оказались более напряженными, чем расчетный режим, поэтому они и определили диаметры ответвлений. На этом гидравлический расчет кольцевого газопровода высокого давления заканчивается.

Определим степень использования расчетного перепада квадрата давления при обеспечении лимитированного газоснабжения в аварийных ситуациях. Абсолютные значения давлений: $p_н$=700 кПа, $p_к$=300 кПа. Потерю квадрата давления на ответвлении примем в 60 000 кПа^2. В этом случае величина расчетного перепада давления на кольце будет равна:

$$(p^2_н-p^2_к)_{расч}=700^2-300^2-60\,000=$$
$$=340\,000\ \text{кПа}^2.$$

Использованный в расчетном режиме перепад составляет

$$p^2_н-p^2_{к\,исп}=700^2-620{,}9^2=104\,483\ \text{кПа}.$$

Следовательно, степень использования расчетного перепада квадрата давления, определяемая необходимостью резервирования пропускной способности кольца для обеспечения лимитированного газоснабжения в аварийных ситуациях, составит:

$$\frac{104483}{340000}-100=30{,}7\%.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 6.12. **Проверка диаметров ответвлений на расчетный режим**

№ ответвления	$Q_{от}$, м³/ч	$l_{от}$, м	$d_н \times s$, мм	$\frac{p_н^2-p_к^2}{l} \times 100$, кПа²	$1{,}1\frac{p_н^2-p_к^2}{l_{от}} \times 100 l_{от}/100$, кПа²	$p_{н\,от}$, кПа	$p_{к\,от}$, кПа
16	3500	600	133×4	8000	52800	675	634,7
17	1800	600	89×3	20000	132000	651,8	541,2
18	3000	200	89×3	50000	110000	648,9	557,2
19	200	150	57×3	3500	5750	639	635,3
20	5000	700	133×4	17000	130900	629,4	515
21	1000	700	76×3	16000	123200	625,1	517,3
22	1800	400	89×3	20000	88000	622,9	547,7
23	8000	300	133×4	40000	132000	620,9	503,5
29	1500	350	76×3	34000	130900	669,5	663,3
28	1700	400	89×3	18000	79200	658,2	595
27	1700	600	89×3	18000	118800	649,4	550,4
26	4000	400	108×4	36000	158400	641,2	502,7
25	600	200	57×3	32000	70400	633,9	575,7
24	5000	600	133×4	18000	118800	627,1	523,9

В рассмотренном выше примере гидравлического расчета однокольцевого газопровода для обеспечения потребителей лимитированным газоснабжением в периоды аварийных ситуаций при определении диаметра кольца использовано лишь 30,7% (y==0,307) максимально возможного перепада квадрата давлений $(p_н^2 - p_к^2)^{макс}$. Доля используемого в расчетном режиме перепада квадрата давлений y зависит от схемы сети, ее нагрузки и коэффициента обеспеченности потребителей ($K_{об}$). Определим значения, которые может принимать коэффициент y для однокольцевого газопровода с равномерно распределенной нагрузкой.

Рассмотрим однокольцевой газопровод с одной точкой питания, к которому присоединено N потребителей с расчетным расходом $q=Q/N$ каждый (где Q — суммарный расход газа). Потребители присоединены к кольцу через равные интервалы $l=L/(N+1)$. С некоторым приближением как для четных, так и для нечетных значений N расчетный расход газа для расчетного режима кольца $Q_{р\text{-}р}$ можно определить по следующему уравнению:

$$Q_{р\,р} = \alpha \frac{Q}{2} = \sqrt{\frac{2n+1}{6n}} \frac{Q}{2} =$$

$$= \sqrt{\frac{2\frac{N}{2}+1}{6\frac{N}{2}}} \frac{Q}{2} = \sqrt{\frac{N+1}{3N}} \frac{Q}{2}. \quad (6.66)$$

Это уравнение получено в предположении, что число узловых нагрузок, присоединенных к полукольцу, равно $N/2$; нагрузки присоединены к кольцу

Таблица 6.13. **Значения y и $d_{ав}/d_р$ при различных величинах $K_{об}$ и N**

N	Коэффициент обеспеченности $K_{об}$					
	1		0,7		0,5	
	y	$d_{ав}/d_р$	y	$d_{ав}/d_р$	y	$d_{ав}/d_р$
5	0,164	1,41	0,334	1,23	0,656	1,08
10	0,144	1,44	0,294	1,26	0,576	1,11
50	0,129	1,47	0,263	1,28	0,516	1,13
100	0,127	1,48	0,259	1,29	0,508	1,14

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

равномерно Таким образом, диаметр кольца (принимаемый постоянным) определяется в предположении, что полукольцо несет только путевую нагрузку $Q/2$ и на нем срабатывается расчетный перепад, равный:

$$y(p^2_н - p^2_к)^{макс}$$

Коэффициент α определен из формулы (6.39) при $x=1$.

Считая закон гидравлического сопротивления квадратичным, напишем уравнение для определения диаметра кольца

$$y\left(p^2_н - p^2_к\right)^{макс} = k\frac{Q^2}{d_р^{5.25}} l =$$

$$= k\frac{\frac{N+1}{3N}\frac{Q^2}{4}}{d_р^{5.25}} L/2 = \frac{kQ^2L}{d_р^{5.25}}\frac{N+1}{24N},$$

отсюда

$$d_р^{5.25} = \frac{kQ^2L}{\left(p^2_н - p^2_к\right)^{макс}}\frac{1}{y}\frac{N+1}{25N} \qquad (6.67)$$

Определим диаметр кольца, исходя из аварийного режима, когда выключен головной участок. В таком случае кольцо превратится в линейный газопровод длиной $L\frac{N}{N+1}$ и нагруженный N одинаковыми узловыми расходами, расположенными на одинаковых расстояниях. В аварийном режиме потребители получают сниженное, лимитированное количество газа $q_{ав} = \frac{K_{об}}{N}Q$ (где $K_{об}$ — коэффициент обеспеченности), а на сети срабатывается максимальный перепад давления, соответствующий $(p^2_н - p^2_к)^{макс}$

Диаметр кольца будет равен:

$$\left(p^2_н - p^2_к\right)^{макс} = k\frac{2N+1}{6N}\frac{(K_{об}Q)^2}{d_р^{5.25}} L\frac{N}{N+1},$$

$$d_{ав}^{5.25} = \frac{kQ^2L}{\left(p^2_н - p^2_к\right)^{макс}}\frac{2N+1}{6(N+1)}K^2_{об} \qquad (6.68)$$

Из полученных соотношений можно решить две задачи:

1) определить долю максимального перепада y, используемого в расчетном режиме в зависимости от коэффициента обеспеченности $K_{об}$ [приравниваем выражения (6.67) и (6.68), так как $d_р = d_{ав}$ и определяем y];

2) определить необходимое увеличение диаметра кольца для возможности пропуска лимитированного количества газа в аварийных ситуациях (берем отношение $d_{ав}/d_р$ при $y=1$). Результаты решения сведены в табл. 6.13.

Для однокольцевого газопровода сети высокого давления число узловых потребителей обычно не бывает менее 10, поэтому в расчетах можно принимать следующие примерные значения коэффициента y: при $K_{об}=1$; $y=0{,}15$; при $K_{об}=0{,}7$; $y=0{,}3$ и при $K_{об}=0{,}5$; $y=0{,}6$. Справедливость принятого резерва давления следует проверять расчетом.

Дополнительные металловложения в резервирование однокольцевого газопровода примерно составляют: при $K_{об}=1$ — /40—45/%, при $K_{об}=0{,}7$ — /25—30/%, $K_{об}=0{,}5$ — /8—15/%. С увеличением числа колец резерв давления уменьшается и значение y увеличивается. Существенное увеличение коэффициента y будет при последовательном расположении по направлению основного потока газа нескольких колец. Эти кольца следует проектировать одинакового или близких по значению диаметров и на всех кольцах срабатывать примерно одинаковые перепады квадрата давления.

Проведенный анализ и расчеты для однокольцевого газопровода дают возможность ориентироваться при назначении диаметров и резервов давления в процессе предварительного расчета многокольцевой сети высокого давления.

6.8. Особенности расчета многокольцевых газовых сетей высокого (среднего) давления

Исходной информацией является заданная кольцевая сеть с узловыми нагрузками и точками питания сети. Задача состоит в определении диамет-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ров участков сети из условий ее надежного функционирования. Для решения этой задачи предлагается метод расчета, состоящий из трех этапов: 1) предварительное определение диаметров и осреднение их по рангам колец; 2) корректировка диаметров в результате расчетов потокораспределения для всего набора аварийных ситуаций; 3) расчет потокораспределения для расчетной нагрузки газовой сети.

Для предварительного определения диаметров следует задаться предварительным потокораспределением в сети с увязкой балансов потоков в узлах. Для этого сначала выбирают направления движения потоков, назначают узлы — точки схода потоков на периферии кольцевой сети и, двигаясь от этих точек к точке питания сети, выбирают направление движения газа для каждого участка. В схеме проставляют направления движения газа по участкам. После выбора направлений движения потоков назначают расходы для участков, также двигаясь от точек схода против движения потоков к точке питания. В точках схода потоков транзитные расходы распределяют так, чтобы расходы на соседних участках были примерно одинаковыми, тогда участки будут близкими к взаимозаменяемым.

После предварительного распределения потоков по сети определяют удельные потери давления для подбора диаметров. Для этого расчетную потерю давления для всей сети уменьшают умножая на коэффициент φ, который определяет необходимый запас давления для транспортного резерва. Следует напомнить, что газопроводы высокого и среднего давлений рассчитывают по удельным потерям квадрата давления, т. е. по выражению:

$$(p_i^2 - p_j^2)/l\,,$$

где p_i и p_j — абсолютное давление в начале (i) и конце (j) участка, l — длина участка

Для сети удельную потерю для подбора диаметров определяют так

$$\varphi(p^2_н - p^2_к)/1{,}1 \cdot L,$$

где $p_н$ и $p_к$ — абсолютные давления в точке питания и точке схода потоков (концевой точке) в сети, L — длина направления от точки питания до точки схода, 1,1 — коэффициент, учитывающий потери давления на местных сопротивлениях; φ — коэффициент транспортного резерва.

Коэффициент φ зависит в основном от числа взаимно-резервирующих друг друга колец, характера узловой нагрузки и коэффициента обеспеченности потребителей $K_{об}$. Чем больше колец, чем равномернее нагрузка и чем меньше $K_{об}$, тем больше величина φ. Коэффициент φ обычно колеблется в пределах: φ=0,2...0,4.

После подбора диаметров участков производят увязку сети. Далее ранжируют кольца. Для этого необходимо выбрать критерий. Но, первоначально устанавливают критерий для ранжировки участков. Так как задача любого участка сети — перетранспортировать в единицу времени определенное количество газа, а на транспорт газа затрачивается мощность, поэтому ранжировать участки целесообразно по затрачиваемой на транспортирование газа мощности. Чем больше затрачиваемая мощность, тем выше ранг участка.

Выведем выражение для определения мощности, затрачиваемой на транспортирование газа. Потери квадрата давления определим по формуле

$$p_i^2 - p_j^2 = a\,\frac{Q_{ij}^2}{d_{ij}^{5,25}}\,l_{ij}$$

Потерю мощности определим по следующему выражению

$$\Delta N_{ij} = |\Delta p_{ij}| \cdot |Q_{ij}| = \frac{a}{p_i + p_j}\,\frac{|Q_{ij}|^3}{d_{ij}^{5,25}}\,l_{ij}$$

Для ранжировки колец используем суммарную величину потерянной мощности, Вт:

$$\Delta N_к = \sum_{\text{кольца}} \frac{a}{p_i + p_j}\,\frac{|Q_{ij}|^3}{d_{ij}^{5,25}}\,l_{ij}$$

Порядок ранжирования колец сети принимают следующий: первое по рангу кольцо — это кольцо, примыкающее к точке питания городской сети (к

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ГРС), его всегда проектируют наиболее нагруженным; следующие по рангу обычно бывают кольца, имеющие общие участки с первым кольцом. Ранжированию подлежат только кольца, которые являются основными резервирующими элементами сети. Итоговой оценкой при ранжировании является энергетическая загруженность кольца при транспортировании газа, определяемая приведенной выше формулой.

После ранжировки имеется ряд колец, для которых определяют их средние диаметры. Осреднения ведут из условия сохранения материальной характеристики кольца, полученной при предварительном определении диаметров газовой сети. Для первого по рангу кольца войдут все участки, и средний диаметр определится по формуле

$$d_{\text{ср}1} = \sum_{к1} d_{ij} l_{ij} / \sum_{к1} l_{ij}$$

При осреднении диаметра второго кольца диаметры участков, общих с первым, сохраняют такими, какие они были получены при осреднении первого кольца.

Второй этап рассматриваемого метода состоит в корректировке принятых в предварительном расчете диаметров с тем, чтобы обеспечить необходимый транспортный резерв кольцевой сети. Для этого прежде всего устанавливают набор аварийных ситуаций, для которых производят расчет потокораспределения сети. Расчет потокораспределения ведут из условий обеспечения потребителей лимитированным газоснабжением. Аварийные ситуации, подлежащие гидравлическому расчету, подбирают следующие. Первые две аварийные ситуации — это отказы с одной и другой стороны от точки питания. Следующие аварийные ситуации связаны с отказами участков, которые отходят от первого кольца. Их ранжируют по критерию:

$$\Delta N_{ij} = \frac{a}{p_i + p_j} \frac{|Q_{ij}|^3}{d_{ij}^{5,25}} l_{ij}$$

Далее аналогично рассматривают третье и последующие кольца.

Для принятого набора аварийных ситуаций производят расчет потокораспределения и корректируют диаметры, исходя из двух условий: 1) диаметры сети должны обеспечить необходимый транспортный резерв; 2) скорректированные диаметры должны обеспечивать полное использование расчетного перепада давления в сети. Порядок корректировки диаметров принимают следующий. Для каждой аварийной ситуации производят определенный цикл расчетов. Следует отметить, что геометрическая схема любой аварийной ситуации может представить одну из следующих схем. Первая схема соответствует отказам головных участков первого кольца, она выглядит так: тупиковый газопровод, питающий оставшуюся кольцевую сеть и выходящий из источника питания, и тупиковое ответвление, представляющее собой часть участков первого кольца, которые попали в аварийную зону. Вторая схема, которая соответствует любой другой аварийной ситуации, будет представлять собой следующее: две части кольцевой сети, соединенные участками кольца, на котором произошла аварийная ситуация, но эти участки не попали в аварийную зону. Участки, попавшие в аварийную зону, будут представлять собой тупиковые ответвления. Сеть будет питаться от источника.

Таким образом, каждая аварийная ситуация прежде всего будет иметь свою схему. Для этой схемы назначают предварительное распределение потоков с соблюдением первого закона Кирхгофа. Узловые нагрузки принимают для лимитированного газоснабжения. После предварительного распределения потоков решают задачу истинного распределения потоков по сети. После этого корректируют диаметры. Здесь следует еще раз подчеркнуть, что в основу рассматриваемого метода заложен принцип постоянного диаметра элементарного контура, как только это можно осуществить по ран-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

жированному ряду колец. Но, учитывая ГОСТовскую дискретность диаметров, строго решить задачу по этому принципу не удается, поэтому приходится проектировать кольца из составных диаметров. При этом выполняют правило, чтобы диаметры одного кольца были соседними по ГОСТу. Это не относится к участкам, входящим в кольцо более высокого ранга.

После окончания корректировки диаметров, произведенной последовательно для всего набора аварийных ситуаций, весь расчет для всех аварийных ситуаций повторяют вновь, но при этом за исходное распределение потоков принимают потокораспределение, полученное в предыдущем расчете, кольца — состоящие из скорректированных диаметров. Второй повтор расчета — это вторая итерация. Итерационный процесс проводят до достижения требуемой точности. На этом заканчивают второй этап.

Третий этап включает расчет потокораспределения для сети с установленными диаметрами и расчетными нагрузками в узлах. После расчета потокораспределения определяют давления во всех узлах.

6.9. Гидравлические режимы газовых сетей

Определение расчетных перепадов давления газа в сети при непосредственном присоединении потребителей. К городским сетям низкого давления потребителей присоединяют, как правило, непосредственно. Колебания давления газа у потребителей зависят от: 1) величины расчетного перепада давления и степени его использования на пути движения газа от точки питания до газоиспользующей установки; 2) режима работы газоиспользующих установок; 3) метода регулирования давления газа в точке питания сети. Нормальная работа газоиспользующих установок может быть обеспечена только при условии стабильного давления газа перед ними, чего достигают правильным выбором исходных данных для гидравлического расчета сети и способа регулирования начального давления.

На рис. 6.22 показан график давлений, соответствующий расчетному режиму работы газовой сети при непосредственном присоединении к ней потребителей. При сравнении кривых давления плоскости, в которых расположены ответвления и их пьезометры, совмещены с плоскостью основного газопровода AB, и его пьезометра. Таким образом, на графике давлений ответвление *I—I* будет сливаться с основным газопроводом AB, а точка *I* условно смещается вправо на величину отрезка *I—I*. Проекцию условного расположения точки *I* на плане можно получить поворотом ответвления *I—I* до совмещения с линией AB. Пьезометр ответвления *I—I* на графике давлений показан прямой *I′—I′*. Давление газа перед газоиспользующими установками, присоединяемыми непосредственно к сети, различно и зависит от полноты использования расчетного перепада.

При разработке городской системы газоснабжения на стадии технического проекта рассчитывают распределительную сеть, а на стадии рабочих чертежей — абонентские ответвления. Распределительную сеть проектируют на перепад давлений $\Delta p_с$, а абонентские ответвления, включая внутридомовые газопроводы,— на $\Delta p_{от}$. В таком случае расчетный перепад давлений ($\Delta p_р = \Delta p_с + \Delta p_{от}$) будет использован полностью только у абонентов, присоединенных к концевым точкам *4* и *5*. Тогда давление у них будет равно конечному ($p_A = p_{мин}$). Перед ответвлениями, присоединенными к газопроводам до концевых точек, *I—I* и *3—II*, давление будет больше, чем $p_к$, а в самих ответвлениях сохранится расчетный перепад $\Delta p_{от}$. Отсюда давление перед абонентами окажется больше минимального ($p_A^I > p_{мин}$, $p_A^{II} > p_{мин}$). В отдельных случаях, когда небольшие здания расположены вблизи ГРП, расчетный перепад может быть использован лишь незначительно, поэтому давление перед ними можно считать рав-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

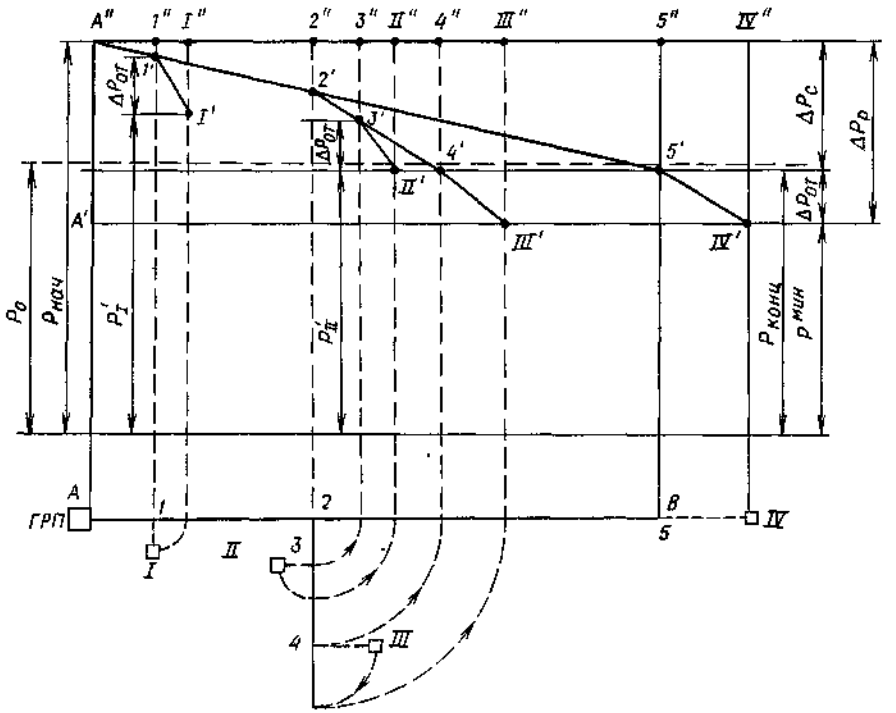


Рис. 6.22. График давлений расчетного режима сети при непосредственном присоединении к ней потребителей

$p_{нач}$, $p_{конц}$, p_0, p_A, $\Delta p_р$, $\Delta p_с$, $\Delta p_{от}$ — соответственно начальное давление в распределительной сети, конечное давление, номинальное давление, давление перед абонентами, расчетный перепад давлений в распределительной сети, перепад давлений в абонентских ответвлениях, *A*, *B* — начальная и конечная точки распределительной сети, *I*—*IV* — абоненты, *1*—*I*, *3*—*II*, *4*—*III*, *5*—*IV* — абонентские ответвления, *1*—*5* — точки присоединения абонентских ответвлений к распределительной сети, *4*, *5* — концевые точки распределительной сети, соответствующие точки на пьезометре даны со штрихами

ным максимальному значению ($p_{макс} = p_{нач}$). В зависимости от степени использования расчетного перепада давление газа перед приборами и установками может принимать значения, находящиеся в зоне $A'—IV'—A''$ (см. рис. 6.22), которая является зоной давления перед установками при расчетной (максимальной) нагрузке сети.

Давление при максимальной нагрузке соответствует графику, показанному на рис. 6.22. При нулевом потреблении и поддержании $p_{нач}$ постоянным пьезометры газопроводов сольются в одну линию $A''—IV''$. Отсюда возможная зона колебаний давления газа перед горелками потребителей будет представлять собой контур $A''—IV''—IV'—A'$, а диапазон колебаний у отдельных приборов будет зависеть от степени использования расчетного перепада. Так, для установки I диапазон колебаний будет равен I′—I″, а для установки II он составит величину II′—II″. Максимальный диапазон колебаний давления будет равен расчетному перепаду давлений. Если изменять начальное давление в соответствии с режимом потребления газа, то можно значительно повысить стабильность работы установок. Действительно, если с падением нагрузки снижать давление в

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

точке питания сети, тогда перед приборами и газоиспользующими установками давление увеличиваться не будет. При нулевой нагрузке начальное давление снизится до конечного (минимального), а пьезометры основной линии и ответвлений сольются в одну прямую $A'—IV'$ (см. рис. 6.22). Таким образом, при непосредственном присоединении газоиспользующих установок к сети максимально возможные колебания давления газа перед ними будут равны расчетному перепаду давления для всей сети.

Обозначим допустимую степень перегрузки и недогрузки установок, использующих газ, по отношению к номинальной так

$$p_{\text{макс}}=k_1 p_0;\ p_{\text{мин}}=k_2 p_0,$$

где k_1 и k_2 — соответственно коэффициенты перегрузки и недогрузки, p_0 — номинальное давление газа, на которое рассчитана установка

Допустимая степень перегрузки и недогрузки приборов определяется техническими показателями газогорелочных устройств и требованиями технологии. Исходя из максимальных колебаний давления газа перед установками расчетный перепад давления для сети будет равен:

$$\Delta p_{\text{р}}=p_{\text{макс}}-p_{\text{мин}}=(k_1-k_2)\,p_0.$$

В этой формуле расчетный перепад давления определен как доля номинального давления газа перед установками, а зона колебания давления газа в долях p_0 определяется коэффициентами k_1 и k_2. Из анализа написанного выше уравнения следует, что увеличить расчетный перепад при сохранении размеров зоны допустимых колебаний давления газа перед установками (k_1=const и k_2=const) можно только путем увеличения номинального давления газа, т. е. давления, на которое запроектированы горелки приборов. Но чем выше номинальное давление газа, тем бо́льшие требования предъявляются к конструкции, изготовлению и качеству монтажа оборудования и тем выше стоимость эксплуатации сети. При выборе номинального давления следует учитывать изложенные обстоятельства.

Производительность установки зависит от давления газа перед ней. Считая закон гидравлического сопротивления газоиспользующей установки квадратичным, можно записать следующие зависимости:

$$p=aQ^2,$$

$$Q=\frac{1}{\sqrt{a}}\sqrt{p}=b\sqrt{p},$$

где p — давление газа перед установкой (или прибором), a — сопротивление установки; Q — производительность установки; b — проводимость установки

Максимальному давлению газа перед установкой будет соответствовать максимальная ее производительность, а минимальному давлению — минимальная производительность. Считая, что максимальное давление перед установками равно начальному, а минимальное — конечному, можно записать уравнения:

$$p_{\text{н}}=p_{\text{макс}}=aQ^2_{\text{макс}};$$
$$p_{\text{к}}=p_{\text{мин}}=aQ^2_{\text{мин}}.$$

Но максимальное давление газа у потребителей будет при минимальной нагрузке сети. Следовательно, максимальная перегрузка отдельных приборов возможна только в периоды провалов потреблений, т. е. когда большинство потребителей не работает. С увеличением числа работающих абонентов давление перед приборами будет падать и их возможная перегрузка сократится. При максимуме потребления перед приборами абонентов установится минимальное давление.

За расчетный режим принимают режим максимального потребления газа. Пропускную способность сети рассчитывают на максимальную нагрузку, при которой перед газоиспользующими агрегатами должно установиться номинальное давление p_0. Такое условие обеспечивает соответствие пропускной способности сети возможности использования подаваемого количества газа приборами в период

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

пика потребления. Если исходить из этих расчетных условий, то коэффициент недогрузки следует принять $k_2=1$. Исследуем, какова будет нагрузка сети и абонентов в период пика потребления, если для расчетного режима принять $k_2<1$, т. е. допустить возможность работы абонентов в часы пик потребления с величиной давления меньше номинального. Здесь возможны следующие два крайних случая:

1) нагрузка приборов находится в полном соответствии с давлением. Газовые краны перед всеми приборами полностью открыты. В этом случае расчетная схема не обеспечивает максимального потребления. В период пика абоненты потребляют газа меньше максимальной величины, а сеть не работает с максимальной нагрузкой, на которую она рассчитана;

2) в пик потребления по технологическим соображениям горелки работают с давлениями меньше номинального, т. е. приборы работают с недогрузкой. Газовые краны перед приборами прикрыты. В этом случае максимум потребления обеспечивается числом работающих абонентов и потребление газа не находится в соответствии с давлением перед горелками, т. е. максимум потребления обеспечен. При расчетном режиме сеть работает с максимальной нагрузкой.

Рассмотрим работу сети в период пика потребления для первого случая при различных значениях k_2. Закон сопротивления сети выразим следующей формулой:

$$\Delta p=a_1 Q^{1,75}.$$

Сеть рассчитывают на максимальную нагрузку, т. е.

$$\Delta p_р=(k_1-k_2)\,p_0=a_1\,Q_р^{1,75},$$

где a_1 — эквивалентное сопротивление сети; $Q_р$ — расчетная (максимальная) нагрузка сети.

Приборы абонентов рассчитаны на номинальное давление, при котором работают с расчетной нагрузкой:

$$p_0=a_2 Q_р^2,$$

где a_2 — эквивалентное сопротивление приборов абонентов; $Q_р$ — расчетная (номинальная) нагрузка абонентов.

Если $k_2<1$, то пик потребления не обеспечен. Обозначим фактическую нагрузку сети и абонентов в период пика потребления как долю x от расчетной нагрузки, тогда

$$Q=xQ_р.$$

Теперь для пика потребления можно записать уравнение

$$p_н=p_к+\Delta p$$

или

$$k_1 p_0=a_2(xQ_р)^2+a_1(x\,Q_р)^{1,75}.$$

С учетом предыдущих уравнений получим

$$k_1 p_0=x^2 p_0+x^{1,75}(k_1-k_2)\,p_0,$$

отсюда

$$x^2+(k_1-k_2)x^{1,75}-k_1=0.$$

В приведенных формулах значение x является степенью удовлетворения максимума. Если $x=1$, то максимум (пик) удовлетворен. Рассчитаем значение x для различных величин k_2, считая значение $k_1=1{,}5$. Результаты расчета приведены ниже:

при $x=1$; 0,98; 0,96; 0,94; 0,9; 0,85; 0,8; 0,759 соответственно $k_2=1$; 0,941; 0,879; 0,813; 0,671; 0,467; 0,228; 0.

Откуда видно, что, чем меньше величина k_2, тем меньше x. Однако если $k_2=0$, т. е. сеть рассчитана на все избыточное давление ($\Delta p_р=p_{макс}$), то и в этом случае степень удовлетворения максимума окажется значительно больше нуля ($x=0{,}759$). Это объясняется тем, что с уменьшением значения x увеличивается недогрузка сети, в результате чего частично освобождается избыточное давление, которое используется у приборов абонентов. Каждому значению k_2 отвечает определенное значение x, при котором потери давления в сети плюс потери давления в приборах абонентов становятся равными начальному давлению газа в сети.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Фактические условия работы системы не будут соответствовать ни одному из рассмотренных случаев. Действительно, при пике потребления по технологическим соображениям часть приборов должна работать с расчетной номинальной нагрузкой (ванные колонки, отопительные котлы и печи при расчетной наружной температуре), а часть их — с пониженной нагрузкой (горелки плит). Если давление перед горелками меньше номинального, то вторая группа приборов не будет испытывать недостатка в работе системы, но первая группа должна будет работать с пониженными нагрузками, а это приведет к сокращению потребления газа (т. е. к неудовлетворению максимума).

Допустимую степень недогрузки приборов k_2 следует назначать исходя из технологических соображений, а также из условий удовлетворения максимума. Учитывая технические показатели газовых горелок и технологические требования, предъявляемые к коммунально-бытовым установкам, коэффициент k_2 можно принять равным 0,60...0,8. Как следует из предыдущих расчетов, при таких значениях k_2 пик потребления будет удовлетворен примерно на 0,88...0,94.

Действительные значения x будут несколько больше. Соответственно 0,91...0,97. Это связано со следующими причинами: 1) в период пика потребления одна часть приборов должна работать с недогрузкой, а другая часть с номинальной нагрузкой;
2) время работы приборов, у которых краны открыты полностью, но нагрузка вследствие пониженного давления газа меньше номинальной, несколько увеличивается. Вследствие этого возрастает число приборов, работающих в период пика, что приводит к увеличению x; 3) у определенной части абонентов расчетный перепад давления недоиспользован, поэтому давление перед их горелками в пик потребления будет больше расчетного и приборы смогут работать с номинальной нагрузкой.

Считая степень удовлетворения максимума в 0,97 достаточной, за расчетное значение коэффициента недогрузки целесообразно принять $k_2=0{,}8$. Коэффициент перегрузки принимают $k_1=1{,}5$, так как перегрузку приборов допускают примерно в 20%, следовательно, $1{,}2^2=1{,}44$, или округленно 1,5. Таким образом, расчетный перепад давления для сети низкого давления (включая абонентское ответвление, ввод, внутридомовую разводку и потери давления в приборе до горелки) составит

$$\Delta p_p=(1{,}5-0{,}8)p_0=0{,}7p_0.$$

По действующим нормам при использовании природного газа непосредственное присоединение потребителей к сети разрешается, если давление в ней не превышает 3000 Па. Отсюда максимальные значения номинального давления и расчетного перепада будут равны:

$$p_0=p_{\text{макс}}/1{,}5=3000/1{,}5=2000 \text{ Па};$$
$$\triangle p_p=0{,}7\cdot 2000=1400 \text{ Па}.$$

Гидравлический режим сети низкого давления. Рассмотрим режим давления газа у потребителей при непосредственном их присоединении к сети низкого давления в зависимости от метода регулирования начального давления газа. Применяют два способа регулирования режима: 1) поддерживают начальное давление в сети постоянным в течение определенного периода времени (месяц, сезон); 2) автоматически изменяют начальное давление в сети в зависимости от ее нагрузки. Если в начале сети поддерживают постоянное давление, то с уменьшением нагрузки перепады уменьшаются, давление перед установками возрастает и при нулевом потреблении оно становится максимальным.

Запишем уравнение, связывающее значение $p_н$ в сети, давление у потребителей и перепад давлений при расчетном режиме:

$$p_н=p_п+\beta\triangle p_р,$$

где $p_н$ — давление газа перед горелками приборов; β — степень использования расчетного перепада давления.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

При любом режиме потребления газа это уравнение примет вид $p_н = p_п + \beta \Delta p$,

где Δp — фактический перепад давления в сети.

Зависимость перепада давления от нагрузки сети можно принять следующую:

$$\Delta p / \Delta p_р = (Q/Q_{макс})^{1,75} = x^{1,75}.$$

Коэффициент x характеризует сеть с точки зрения ее нагрузки по отношению к максимальной.

Из приведенных уравнений получаем

$$p_н = p_п + \beta x^{1,75} \Delta p_р. \qquad (6.69)$$

Уравнение (6.69) является основным уравнением давления газа в сети, т. е. его характеристикой. Оно может быть использовано для построения кривой давления у любого потребителя, так как это уравнение учитывает степень использования расчетного перепада. Считая начальное давление в сети постоянным и равным $p_н = 1{,}5 p_0$ и принимая расчетный перепад давления $\Delta p_р = 0{,}7 p_0$, уравнение (6.69) можно преобразовать следующим образом:

$$p_п / p_0 = 1{,}5 - 0{,}7 \beta x^{1,75}. \qquad (6.70)$$

Это уравнение определяет давление перед любым потребителем в зависимости от режима работы сети.

Построим кривую давления газа у потребителей по уравнению (6.70), считая коэффициент $\beta = 1$ (рис. 6.23). Точка пересечения этой кривой с ординатой, равной единице ($p_п = p_0$), дает величину максимальной (предельной) нагрузки, при которой давление у потребителей будет не меньше номинального. Вычислим эту предельную нагрузку $x_{пр}$, для чего приравняем правую часть уравнения (6.70) к единице:

$$1 = 1{,}5 - 0{,}7 x_{пр}^{1,75};$$
$$x_{пр} = 0{,}825.$$

Следовательно, при нагрузках сети от 0 до $0{,}825 Q_{макс}$ давление перед потребителями будет больше номинального, а при нагрузках от 0,825 до $1 Q_{макс}$ — меньше номинального.

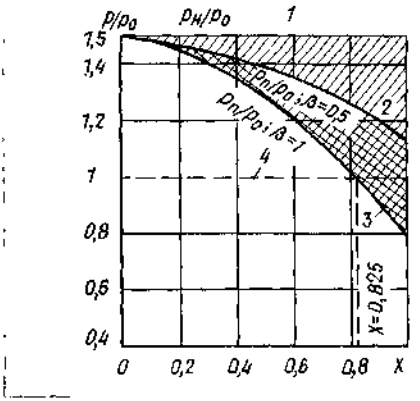


Рис. 6.23. Изменение давлений $p_н$ и $p_п$ в зависимости от нагрузки сети
1 — кривая начального давления, *2* — область колебания давления газа у горелок потребителей, *3* — кривая давления у потребителей при $\beta = 1$, *4* — номинальное давление газа

Кривая давления газа перед приборами потребителей, у которых расчетный перепад был использован не полностью ($\beta < 1$), строится аналогично. На графике (см. рис. 6.23) построена кривая для величины $\beta = 0{,}5$. Зависимости для других величин β находятся в заштрихованной области, которая является зоной максимально возможных колебаний величины $p_п$.

Коэффициент использования расчетного перепада давлений для подавляющего большинства абонентов будет иметь пределы $0{,}5 < \beta < 1$ (область с двойной штриховкой на рис. 6.23). Следовательно, зона колебаний давления газа у приборов для основной массы потребителей будет значительно меньше зоны максимально возможных колебаний $p_п$. Вместе с тем из рассмотрения графика (см. рис. 6.23) можно сделать вывод, что при поддержании постоянного давления газа в начале сети приборы у потребителей значительную часть времени работают с перегрузкой. Чтобы сократить время работы приборов с перегрузкой, целесообразно в весенние, летние и осенние месяцы снижать начальное давление газа в сети. Величина давления, на которое следует

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 6.14. **Значения коэффициентов $k_{м.г}$**

Месяц	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
$k_{м.г}$	1,26	1,26	1,2	1,12	0,99	0,82	0,67	0,68	0,83	0,94	1,08	1,14

Таблица 6.15. **Значения ежемесячных перепадов давления**

Параметр	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
$x_{мес}^{макс}$	1	1	0,953	0,89	0,785	0,651	0,532	0,54	0,658	0,745	0,858	0,905
$(x_{мес}^{макс})^{1,75}$	1	1	0,917	0,816	0,654	0,469	0,331	0,34	0,47	0,496	0,765	0,84
Δp, Па	950	950	870	780	620	450	310	320	450	470	730	800

настраивать регуляторы в данный месяц, должна определяться из условия поддержания номинального давления у потребителей при максимальной нагрузке в этот месяц. Максимальную нагрузку для каждого месяца определяют из уравнения

$$Q_{ч.м}^{макс} = k_{м.г} k_{с.н}^{макс} k_{ч.с}^{макс} (Qr/8760),$$

где $k_{м.г}$ — коэффициент месячной неравномерности; $k_{с.н}^{макс}$ $k_{ч.с}^{макс}$ — максимальные коэффициенты суточной неравномерности за неделю и часовой неравномерности за сутки; $Q_{ч.м}^{макс}$ — максимальная часовая нагрузка в течение месяца; $Q_г$ — годовое потребление газа.

Порядок определения начального давления в сети $p_н$ для различных месяцев года можно принять следующий.

1. По заданным значениям коэффициентов месячной неравномерности $k_{м.г}$ вычисляют относительные максимальные нагрузки для всех месяцев $x_{мес}^{макс}$, используя выражение

$$x_{мес}^{макс} = Q_{ч.м.}^{макс} / Q_{ч.г}^{макс} = k_{м.г} / k_{мг}^{макс}.$$

2. Для полученных значений $x_{мес}^{макс}$ вычисляют перепады давления в сети

$$\Delta p = \Delta p_p (x_{мес}^{макс})^{1,75}.$$

3. Определяют давления настройки регуляторов для каждого месяца

$$p_н = p_0 + \Delta p.$$

Применение рекомендуемой методики рассмотрим на примере.

Пример 6.6. Определить давления ежемесячной настройки регуляторов для значений коэффициентов месячной неравномерности, указанных в табл. 6.14, принимая номинальное давление равным $p_0 = 1350$ Па.

2. Построить зону колебания давления газа у потребителей в летние месяцы.

Решение. Расчетный перепад давлений равен:

$$\Delta p_p = 0{,}7 p_0 = 0{,}7 \cdot 1350 = 950 \text{ Па}.$$

Определим максимальные перепады давления газа в сети для каждого месяца.

$$x_{мес}^{макс} = k_{м.г} / 1{,}26;$$
$$\Delta p = 950 (x_{мес}^{макс})^{1,75}.$$

Расчеты сводим в табл. 6.15.

Определим давление настройки регуляторов по формуле

$$p_н = 1350 + \Delta p,$$

учитывая одновременно, что $p_н$ не может быть больше, чем

$$p_н^{макс} = 1{,}5 p_0 = 1{,}5 \cdot 1350 = 2000 \text{ Па}.$$

Рассчитанные значения давлений (Па) для каждого месяца следующие: для I; II; III; IV; V; VI, VII; VIII, IX; X; XI; XII соответственно $p_н$ равны 2000; 2000; 2000; 2000; 1970; 1800; 1660; 1670; 1800; 1820; 2000; 2000.

Сравним зоны колебания давления газа у потребителей в зимние и летние месяцы. Построим эти зоны для начальных давлений: $p_н = 2000$ Па и $p_н = 1670$ Па, принимая уравнение (6.70) при $\beta = 1$. В результате получим следующие значения $p_н$: для зимних месяцев $p_н = 2000 - 950x^{1,75}$, для летних $p_н = 1670 - 950x^{1,75}$.

Зоны изменения давления газа перед горелками потребителей приведены на рис. 6.24, откуда следует, что область колебания давления газа перед горелками потребителей можно значительно сократить путем сезонной настройки регуляторов давления. Малые нагрузки (x, равные 0...0,3) наблюдаются в ночное время, поэтому днем давление у потребителей при $\beta = 1$ (кривые *3* и *4*, на рис. 6.24) будет изме-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

няться в меньшем диапазоне Например, если $p_п$=2000 Па, то отклонения $p_н$ от p_0 будут составлять +40, —22%; если $p_п$=1670 Па, то отклонения будут равны +15% У потребителей с неполностью использованным расчетным перепадом давления колебание давления значительно возрастет (заштрихованная зона).

Рассмотрим работу газоиспользующих установок у потребителей при регулировании выходного давления из ГРП в соответствии с нагрузкой сети. В этом случае начальное давление в сети следует поддерживать таким, чтобы давление у потребителей при всех режимах работы было равно номинальному или мало от него отличалось. Для нагрузок, близких к максимальной, при которых давление у потребителей поддерживается меньше номинального, начальное давление в сети следует поддерживать постоянным, равным наибольшему значению, т. е. для значений x от 0,825 до 1 начальное давление должно составлять $p_н$=1,5p_0. Для величин нагрузок меньше 0,825 величину $p_н$ следует снижать так, чтобы давление у потребителей было равно номинальному.

Закономерность изменения величины $p_н$ выражают следующей формулой:

$$p_н = p_0 + \Delta p = p_0 + 0{,}7 p_0 x^{1{,}75} \text{ или}$$

$$p_н / p_0 = 1 + 0{,}7 x^{1{,}75} \text{ при } 0 \leqslant x \leqslant 0{,}825$$

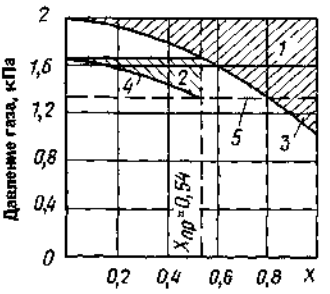


Рис. 6.24. Кривые давлений при сезонном регулировании начального давления
1— область колебаний $p_п$ при $p_н$=2 кПа; *2*— область колебания $p_п$ при $p_н$=1,67 кПа; *3, 4*— кривые давления у потребителей при β=1; *5*— номинальное давление газа 1,35 кПа

На основании изложенного может быть построена оптимальная кривая регулирования начального давления в сети и кривая давления газа у потребителей при β=1. Если в ответвлениях к абонентам расчетный перепад давления используется неполностью, то кривая давления перед горелками будет лежать выше кривой давления $p_п$ при β=1.

Глава 7
Регулирование давления газа в городских сетях

7.1. Регулирование давления газа. Классификация регуляторов давления

Управление гидравлическим режимом работы системы газоснабжения осуществляют с помощью регуляторов давления, которые автоматически поддерживают постоянное давление в точке отбора импульса независимо от интенсивности потребления газа. При регулнровании давления происходит снижение начального, более высокого давления, на конечное (более низкое).

Автоматический регулятор давления состоит из регулирующего и реагирующего устройства. Основной частью реагирующего устройства является чувствительный элемент (мембрана), а основной частью регулирующего устройства — регулирующий орган (у регуляторов давления дроссельный орган). Чувствительный элемент и регулирующий орган

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

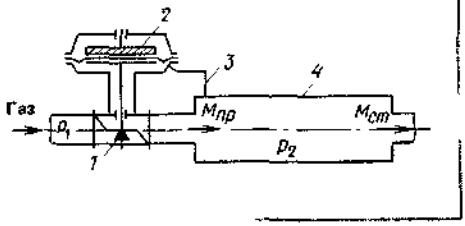


Рис. 7.1. Схема регулятора давления
1 — регулирующий (дроссельный) орган, *2* — мембранно-грузовой привод, *3* — импульсная трубка; *4* — объект регулирования — газовая сеть

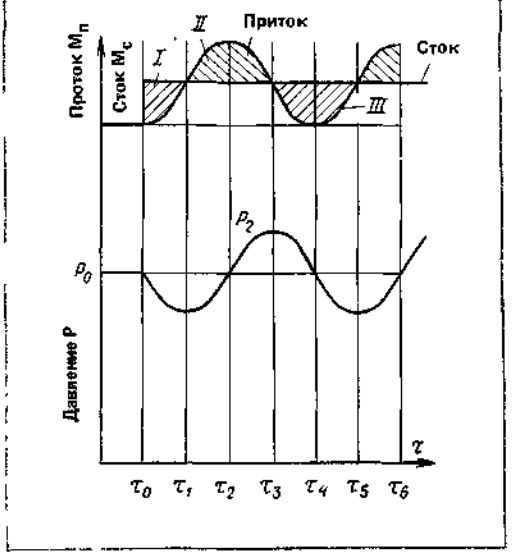


Рис. 7.2. График астатического регулирования при отсутствии самовыравнивания

соединяются между собой исполнительной связью. На рис. 7.1. показаны схема регулятора давления и условно газовая сеть, которая является объектом регулирования. Давление до регулятора обозначено p_1, давление после регулятора — p_2. Автоматический регулятор — типа «после себя», поэтому давление p_2 является регулируемым параметром. При установившейся работе системы количество газа в газовой сети M остается постоянным, а приток газа $M_п$ равен количеству отбираемого газа, т. е. его стоку $M_с$. Следовательно, условием равновесия системы является равенство $M_п = M_с$, при этом регулируемый параметр сохраняет постоянное значение $p_2 = \text{const}$. Если равновесие притока и стока будет нарушено, например вследствие изменения режима потребления (т. е. $M_п \neq M_с$), тогда будет изменяться и регулируемое давление p_2.

Регулятор давления будет находиться в равновесии, если алгебраическая сумма сил, действующих на клапан, равна нулю (т. е. силы, действующие на клапан, сбалансированы, $\Sigma N_i = 0$). В этом случае регулятор будет пропускать в объект постоянное количество газа $M_п = \text{const}$. Если баланс сил нарушается ($\Sigma N_i \neq 0$), то клапан начнет перемещаться в сторону действия больших сил, изменяя приток газа $M_п$. Таким образом, равновесие объекта обеспечивается условием $M_п = M_с$, а равновесие регулятора — условием $\Sigma N_i = 0$.

Рассмотрим силы, действующие на клапан регулятора давления (см. рис. 7.1). Эти силы можно разделить на три группы: активную, величина которой связана со значением регулируемого параметра, противодействующую, которая уравновешивает активную силу, и дополнительные силы: сила веса подвижных частей, односторонняя нагрузка на клапан, силы трения, которые возникают при движении, а также инерционные силы.

Регулятор, показанный на рис. 7.1, имеет мембранно-грузовой привод *2*. Активная сила привода — это усилие, которое воспринимает мембрана от давления газа p_2, передаваемое по импульсной трубке *3*, и передает на шток клапана. Эту силу называют перестановочной $N_{пер}$, она равна:

$$N_{пер} = P_2 F_{акт},$$

где $F_{акт}$ — активная поверхность мембраны.

Активную силу уравновешивает груз *2* ($N_{гр}$). На клапан также действует вес подвижных частей

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$N_{п.ч}$ и односторонняя нагрузка $N_{кл}$, которую, пренебрегая поперечным сечением штока, определяют по формуле

$$N_{кл}=f_c(p_1-p_2),$$

где f_c — площадь седла клапана; p_1 и p_2 — давления газа до и после клапана.

Таким образом, баланс сил, действующих на клапан, можно представить так (принимая за положительное направление действие активной силы):

$$N_{пер}-N_{гр}-N_{п.ч}+N_{кл}=0.$$

От величины регулируемого давления зависит перестановочная сила. Если величина p_2 станет больше или меньше величины, на которую настроен регулятор, тогда баланс сил нарушится и регулятор придет в действие. Рассмотрев условия равновесия объекта и регулятора, проследим процесс регулирования во времени.

Предположим, что объект и регулятор находятся в равновесии, следовательно:

$$M_п=M_c;\ \Sigma N_i=0.$$

В момент τ_0 (рис. 7.2) резко увеличилось потребление газа (включился крупный потребитель, величина M_c стала больше $M_п$). Равновесие объекта нарушилось, отбор газа стал больше его поступления в сеть, давление p_2 в сети снизилось. С уменьшением давления p_2 уменьшилась активная сила $N_{пер}$, нарушился баланс сил, действующих на клапан, и под действием груза клапан стал опускаться, увеличивая приток газа в сеть [см. на рис. 7.2 кривые изменения притока и давления газа p_2 за четверть периода $(\tau_0-\tau_1)$]. К моменту τ_1 приток стал равным стоку и объект снова пришел в равновесие. Но за время $\tau_1-\tau_0$ сток газа был больше его притока и количество газа в сети все время уменьшалось, а давление p_2 падало.

Количество газа, отобранного из трубопровода за время $\tau_1-\tau_0$, равно площади I (см. рис. 7.2). В момент τ_1 давление газа p_2 перестает падать, но остается ниже давления p_{02}, на которое настроен регулятор и при котором он находится в равновесии. Поэтому, несмотря на то, что объект пришел в равновесие, регулятор продолжает работать: его клапан открывается, приток газа увеличивается и становится больше стока. В результате регулятор выводит объект из равновесия. За вторую четверть периода $\tau_2-\tau_1$ приток все время превосходит сток, количество газа в газопроводе увеличивается и его давление растет. Наконец, в момент τ_2 убыль газа за первую четверть периода полностью компенсируется его дополнительной подачей, и давление газа p_2 делается равным давлению, на которое настроен регулятор. Регулятор приходит в равновесие, но в этот момент приток газа больше стока ($M_п>M_c$), объект не находится в равновесии, давление газа p_2 становится больше давления настройки регулятора, и объект выводит его из равновесия. Клапан регулятора изменяет направление движения на обратное и он начинает закрываться.

С момента τ_2 процесс регулирования повторяется, но в противоположном направлении. Таким образом, процесс регулирования представляет собой периодический незатухающий процесс. *Регуляторы,* работающие по рассмотренному принципу, называются *астатическими.* Эти регуляторы после возмущения приводят регулируемое давление к заданному значению независимо от величины нагрузки и положения регулирующего органа. Таким образом, равновесие системы при астатическом регулировании может наступить только при заданном значении регулируемого параметра, причем регулирующий орган может занимать любое положение. Если объект обладает свойством самовыравнивания, то процесс регулирования будет затухающим, а регулирование устойчивым.

Под *самовыравниванием* понимают такое свойство объекта, при котором после нарушения равновесия объект способен сам восстановить равновесие между притоком и стоком, но

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

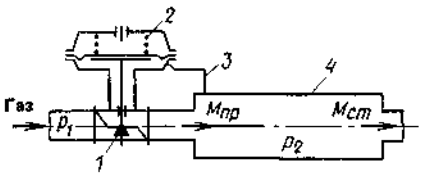


Рис. 7.3. Статический регулятор давления *1* — регулирующий (дроссельный) орган, *2* — мембранно-пружинный привод, *3* — импульсная трубка, *4* — объект регулирования — газовая сеть

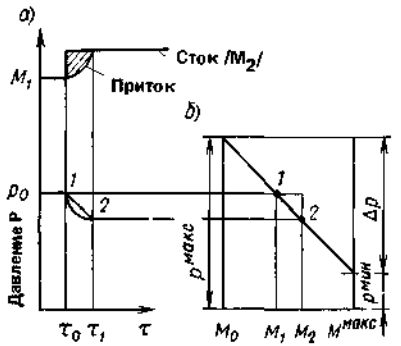


Рис. 7.4. График статического регулирования при отсутствии самовыравнивания *а* — график регулирования, *б* — статическая характеристика регулятора

при другом значении регулируемого параметра. В качестве объекта, обладающего самовыравниванием, можно привести газовые сети низкого давления. Действительно, если увеличить отбор газа из этих сетей (включить новых потребителей), то давление газа уменьшится, вследствие чего сток сократится, а равновесие установится только при другом, более низком давлении газа. Зона нечувствительности, люфты, трение в сочленениях и другие конструктивные недостатки регуляторов могут привести к тому, что колебательный процесс регулирования станет расходящимся, а регулирование — неустойчивым. Для стабилизации процесса (т. е. превращения его в затухающий) в регулятор вводят стабилизирующие устройства, в частности жесткую обратную связь. Такое регулирование называют *статическим*. Регуляторы этого типа характеризуются тем, что значение регулируемого давления при равновесии системы зависит не только от задания (настройки регулятора), но и от нагрузки или от положения регулирующего органа. Каждому значению регулируемого параметра соответствует одно определенное положение регулирующего органа. При статическом регулировании равновесное значение регулируемого давления всегда отличается от заданной величины, и только при номинальной нагрузке фактическое давление становится равным номинальному значению. Таким образом, *статические регуляторы* характеризуются неравномерностью, под которой понимают величину изменения регулируемого параметра, необходимую для перестановки регулирующего органа из одного крайнего положения в другое.

Если груз у регулятора заменить пружиной, как это показано на рис. 7.3, то регулятор станет статическим, а пружина будет стабилизирующим устройством. Усилие, развиваемое пружиной, пропорционально ее деформации. Когда клапан находится в крайнем верхнем положении (закрыт, $M_п=0$), пружина приобретает наибольшую степень сжатия и значение p_2 становится максимальным. При полностью открытом клапане ($M_п=M^{макс}$) значение p_2 уменьшается до минимального (рис. 7.4,*б*).

Рассмотрим процесс регулирования, протекающий во времени. Предположим, что до времени τ_0 система (объект — регулятор) находилась в равновесии. В момент τ_0 резко возрос сток газа. Давление в объекте стало падать (см. рис. 7.4,*а*), но с увеличением расхода понизилось также и давление, на которое настроен регулятор (см. рис. 7.4,*б*), и в момент τ_1 объект и регулятор снова вошли в равновесие. Таким образом, переход-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ной процесс превратился из колебательного в апериодический. Статическая характеристика, показанная на рис. 7.4,*б* является очень крутой, а ее неравномерность Δp составляет большую величину.

Обычно регуляторы конструируют с небольшой неравномерностью. В таком случае процесс регулирования будет не апериодическим, а колебательным (затухающим). Затухающим процессом регулирования характеризуются и *изодромные регуляторы.* Они имеют упругую обратную связь, которая дает возможность совместить в регуляторе свойства статических и астатических регуляторов. В начальный момент после возмущения изодромные регуляторы работают как статические с некоторой неравномерностью. При дальнейшей работе регулятора неравномерность снимается, и регулятор приводит регулируемое давление к заданному значению независимо от величины нагрузки и положения регулирующего органа.

Регуляторы давления бывают прямого и непрямого действия. *У регуляторов прямого действия* регулирующий орган (клапан) перемещается усилием, возникающим в его чувствительном элементе (мембране) без использования энергии от постороннего источника. У таких регуляторов силовой элемент привода является одновременно и чувствительным элементом. Регуляторы прямого действия не имеют усилителей. Они просты по конструкции, надежны в работе и нашли широкое применение в системах газоснабжения.

У регуляторов непрямого действия усилие, возникающее в чувствительном элементе, приводит в действие управляющий элемент, который открывает доступ энергии сжатого воздуха, газа и др. в сервомотор, а последний развивает усилие, необходимое для перемещения регулирующего органа. Регуляторы этого типа всегда содержат один или несколько усилителей. Если давление газа регулируется после регулятора, то регулятор называется «после себя»; если регулируется давление до регулятора, то регулятор называется «до себя». Для регулирования давления газа в городских системах газоснабжения применяют регуляторы «после себя».

7.2. Дроссельные органы регуляторов давления. Приводы дроссельных органов

Дроссельными органами у регуляторов давления служат клапаны различных конструкций и реже дроссельные заслонки, которые применяют в регуляторах-стабилизаторах при небольших перепадах давления на регулирующем органе. Клапаны бывают односедельные и двухседельные (рис. 7.5). Односедельные клапаны неразгруженные, так как на них действует одностороннее усилие, равное произведению площади отверстия седла на разность давлений с двух сторон клапана. Наличие одностороннего усиления затрудняет процесс регулирования и увеличивает влияние изменения давления до регулятора на регулируемое давление (после регулятора). Однако для газорегуляторных пунктов (ГРП) они нашли наибольшее распространение, так как обеспечивают надежное отключение газа при отсутствии его отбора. Односедельные клапаны бывают жесткими и мягкими, у которых прокладка выполнена из кожи или газостойкой резины.

Максимальный подъем затвора выбирают таким, чтобы проход для газа был не меньше, чем проход в седле клапана. Величина полного подъема зависит от профиля клапана. Чтобы тарельчатый клапан был полностью открыт, его подъем должен быть равен 0,25 диаметра седла клапана (см. рис. 7.5,*а*). Для постепенного увеличения площади прохода по мере подъема затвора применяют затворы специальных конструкций, имеющие кроме уплотнительной дроссельную поверхность. Эта поверхность образует с цилиндрической поверхностью прохода в седле щель, сечение которой плавно изменяется при подъе-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

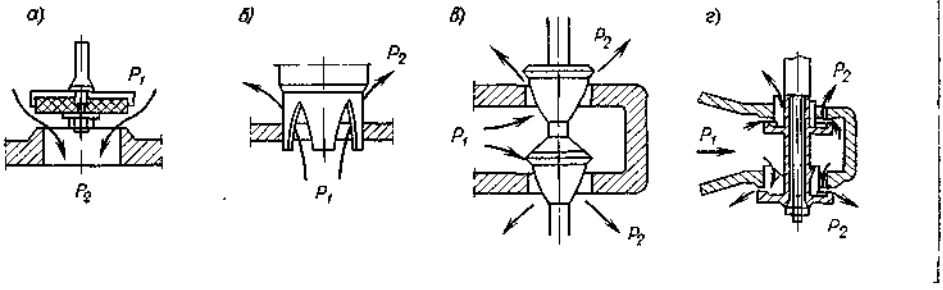


Рис. 7.5. Схемы дроссельных клапанов
а — односедельный мягкий клапан, *б* — клапан с дроссельной поверхностью окнообразной формы, *в* — двухседельный пробкообразный клапан, *г* — двухседельный тарельчатый клапан

ме или опускании затвора. Вследствие этого расход газа постепенно увеличивается по всей высоте подъема затвора. Максимальный подъем затвора у таких клапанов 0,5... ...0,6 диаметра седла.

Двухседельные клапаны выпускают не полностью разгруженными, так как для возможности установки неразрезного клапана одно седло делают большего диаметра, чем другое. Разгруженные клапаны требуют меньшей перестановочной силы. Если по технологическим условиям требуется постепенное увеличение расхода газа по всей высоте подъема затвора, то применяют дроссельные поверхности пробкообразной и окнообразной формы. С эксплуатационной точки зрения пробкообразные затворы более совершенны. У них отсутствуют острые выступающие края, поверхности соединяются плавными переходами, поэтому они в меньшей степени подвержены коррозии и эрозии. Двухседельные клапаны не обеспечивают герметичного закрытия прохода. Это связано с неодинаковым изменением размеров затвора и седла при изменении температуры, с неравномерностью износа обоих седел и сложностью притирки затвора одновременно к двум седлам. В полностью закрытом клапане утечка газа составляет до 4% максимального расхода, поэтому такие клапаны устанавливают в тех местах газопровода, в которых постоянно расходуется газ.

Регулировочной характеристикой дроссельного органа называют зависимость относительного расхода газа (по отношению к максимальному расходу) от относительного перемещения затвора (по отношению к полному перемещению). Характеристику, построенную при постоянном перепаде давления на дроссельном органе, называют внутренней. Эта характеристика указана в паспорте заводом-изготовителем. Регулирующие клапаны выпускают с линейными, логарифмическими и параболическими характеристиками. На рис. 7.6 показаны внутренние характеристики регулирующих клапанов. Кривизна характеристики зависит от конструкции клапана.

Рабочая характеристика показывает зависимость относительного расхода от относительного перемещения затвора при фактическом (переменном) перепаде давления на дроссельном органе. Если перепад давления сохраняется постоянным (регулируется) на клапане и последовательно установленном каком-либо элементе системы, тогда при переменных режимах перепад давления на клапане будет изменяться и его внутренняя характеристика соответственно будет искажаться. Степень искажения зависит от соотношения гидравлического сопротивления открытого дроссельного органа и этого элемента. Чем меньше доля гидравлического сопротивления элемента в общем сопротивлении, тем меньше искажается внутренняя характеристика. При большой доле

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

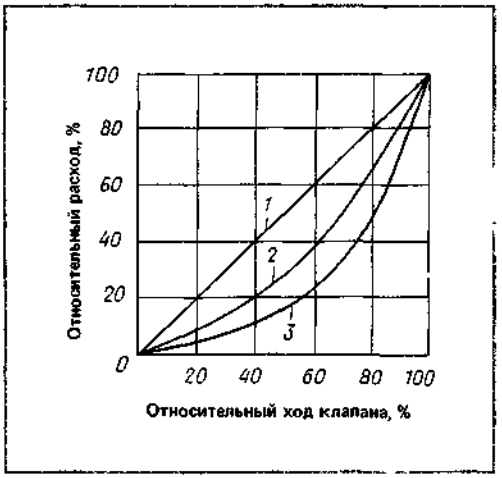


Рис. 7.6. Внутренние характеристики регулирующих клапанов *1* — линейная, *2* — параболическая, *3* — логарифмическая

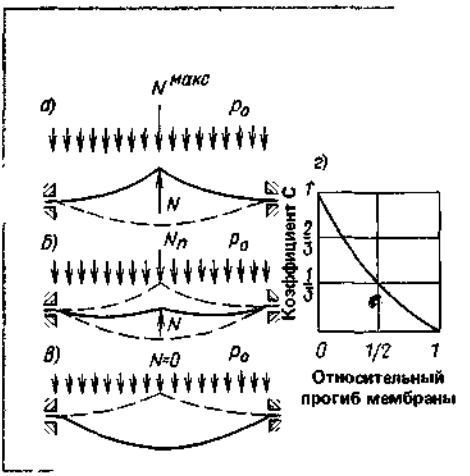


Рис. 7.7. Схема работы мембранного привода *а* — прогиб мембраны равен нулю, *б* — прогиб мембраны равен половине максимального, *в* — максимальный прогиб мембраны, *г* — зависимость коэффициента *C* от относительного прогиба мембраны

внутренняя линейная характеристика искажается, приобретая примерно обратную логарифмическую зависимость, а внутренняя логарифмическая характеристика все больше выпрямляется, приближаясь к линейной. В большинстве случаев в качестве оптимальной рабочей характеристики принимают линейную зависимость между относительным расходом и относительным перемещением дроссельного клапана в пределах его хода.

На газовых сетях в зоне перепада давления до точки отбора импульса не устанавливают значительных гидравлических сопротивлений последовательно с регулирующим клапаном, поэтому его рабочая характеристика мало отличается от внутренней.

Перестановку клапана осуществляют при помощи привода, в результате чего происходит изменение проходного сечения для потока, что необходимо в процессе регулирования. У регуляторов давления газа используют пневматические мембранные приводы с противодействием прогибу мембраны пружиной или грузом. В качестве рабочего вещества применяют сжатый воздух или газ. Силовым элементом привода служит эластичная мембрана. Мембрану изготовляют из кожи, резины, прорезиненной ткани или пластмассы. Материал мембраны должен быть газонепроницаемым, газостойким, прочным и эластичным. Под действием избыточного давления воздуха или газа мембрана прогибается и перемещает связанный с нею шток и золотник.

Перестановочную силу, развиваемую пневматическим мембранным приводом, определяют по формуле

$$N_{пер} = CFp_0,$$

где $N_{пер}$ — перестановочная сила привода (действующая на стержень золотника); C — коэффициент активности мембраны, F — проекция поверхности мембраны на плоскость ее заделки, p_0 — избыточное давление рабочего вещества (газа или воздуха).

Таким образом, активная поверхность мембраны будет равна произведению CF. Коэффициент активности мембраны C не является величиной постоянной, а зависит от прогиба мембраны. Прогиб отсчитывают по направлению действия перестановочной силы, развиваемой мембраной (рис. 7.7). Коэффициент активности мембраны $C=1$, если прогиб мембраны равен нулю. В этом случае плоскость

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

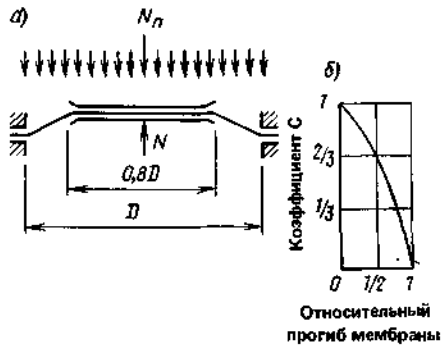


Рис. 7.8. Схема мембранного привода с обжимными дисками
а — схема мембраны, *б* — зависимость коэффициента *C* от относительного прогиба мембраны

заделки мембраны не воспринимает нагрузку от давления рабочего газа — нагрузка передается в центр мембраны. Когда прогиб мембраны равен половине максимального (т. е. центр мембраны находится в одной плоскости с ее фланцами), на фланцы будет передаваться $^2/_3$ нагрузки мембраны, а в центр — $^1/_3$ нагрузки. Следовательно, перестановочная сила будет равна $^1/_3$ максимальной величины и коэффициент активности будет также равен $^1/_3$. При крайнем нижнем положении (прогиб мембраны равен 1) вся нагрузка от давления рабочего газа передается на фланцы. В этом случае перестановочная сила и коэффициент активности будут равны нулю. Зависимость коэффициента активности мембраны от ее прогиба показана на рис. 7.7.

Характеристику мембраны можно улучшить, применив жесткие диски, обжимающие ее центральную часть. Диски увеличивают перестановочную силу и уменьшают неравномерность регулирования. В этом случае активная поверхность мембраны равна сумме активной поверхности эластичной части мембраны и площади жесткого диска, коэффициент активности которого равен 1. Применение жесткого диска позволяет повысить коэффициент активности мембраны для среднего ее положения (прогиб равен $^1/_2$) до $^2/_3$ вместо $^1/_3$, который имеют мембраны без обжимных дисков. На рис. 7.8 приведена схема мембранного привода с обжимными дисками. Однако наряду с улучшением характеристики мембраны обжимные диски уменьшают величину ее свободного хода. Исходя из этого ширину эластичного края следует принимать не менее 0,1 диаметра мембраны. Чтобы уменьшить неравномерность регулирования, вызываемую изменением коэффициента активности мембраны, привод дроссельных органов конструируют так, чтобы рабочий ход мембраны находился в той части ее характеристики, в которой не происходит значительного изменения коэффициента активности. Поэтому рабочий ход мембраны выбирают в пределах изменения относительного прогиба от 0 до 0,5 с применением обжимных дисков.

7.3. Регуляторы давления

Регулятор давления прямого действия с рычажной передачей малой пропускной способности РДК показан на рис. 7.9. *Регуляторы типа РДК* предназначены для редуцирования паров сжиженных углеводородных газов при баллонном газоснабжении и для регулирования давления газа, подаваемого потребителям от сети среднего или высокого давления. Конечное давление после регуляторов низкое. Регулятор имеет односедельный мягкий клапан, соединенный с мембраной рычажной передачей. Она служит для увеличения перестановочного усилия, развиваемого мембраной и передаваемого на клапан. Регулятор статический с пневматическим мембранно-пружинным приводом.

Газ высокого давления входит через штуцер под клапан. При прохождении через клапан давление газа снижается до требуемого. Газ попадает в подмембранное пространство и через выходной штуцер поступает к газовым приборам. Чтобы давление

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

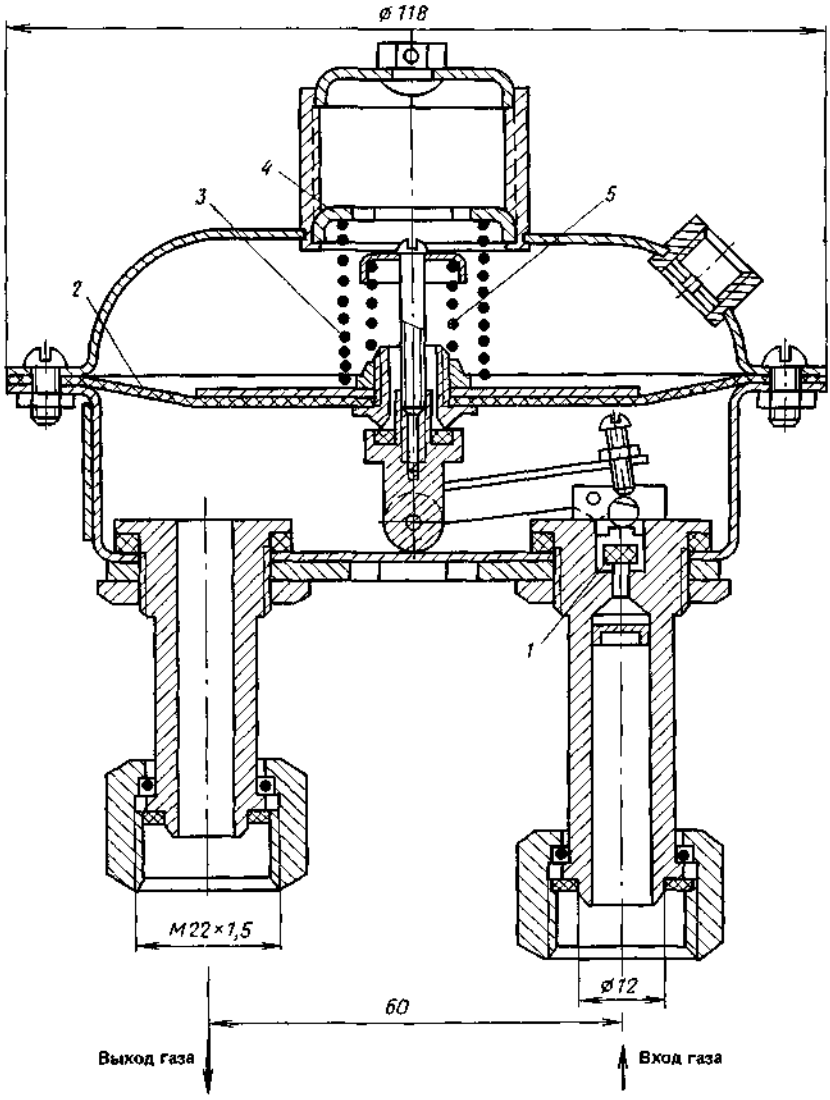


Рис. 7.9. Регуляторы давления РДК
1— клапан с мягким уплотнением из газо-, бензо- и морозостойкой резины, *2*— эластичная газо-, бензо- и морозостойкая мембрана, *3*— пружина, *4*— винт для натяжения пружины, *5*— пружина предохранительного клапана

газа после регулятора не превышало допускаемой нормы, в мембрану вмонтирован предохранительный клапан, выпускающий газ через надмембранное пространство в атмосферу. Регуляторы рассчитаны на максимальное давление 1,6 МПа. При конечном давлении 1...1,5 кПа и перепаде давления 0,1 МПа они имеют следующую пропускную способность; при плотности газа $\rho=2$ кг/м^3 (сжиженный газ) — 1 м^3/ч при плотности газа $\rho=0{,}7$ кг/м^3 (природный газ) — 2 м^3/ч.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

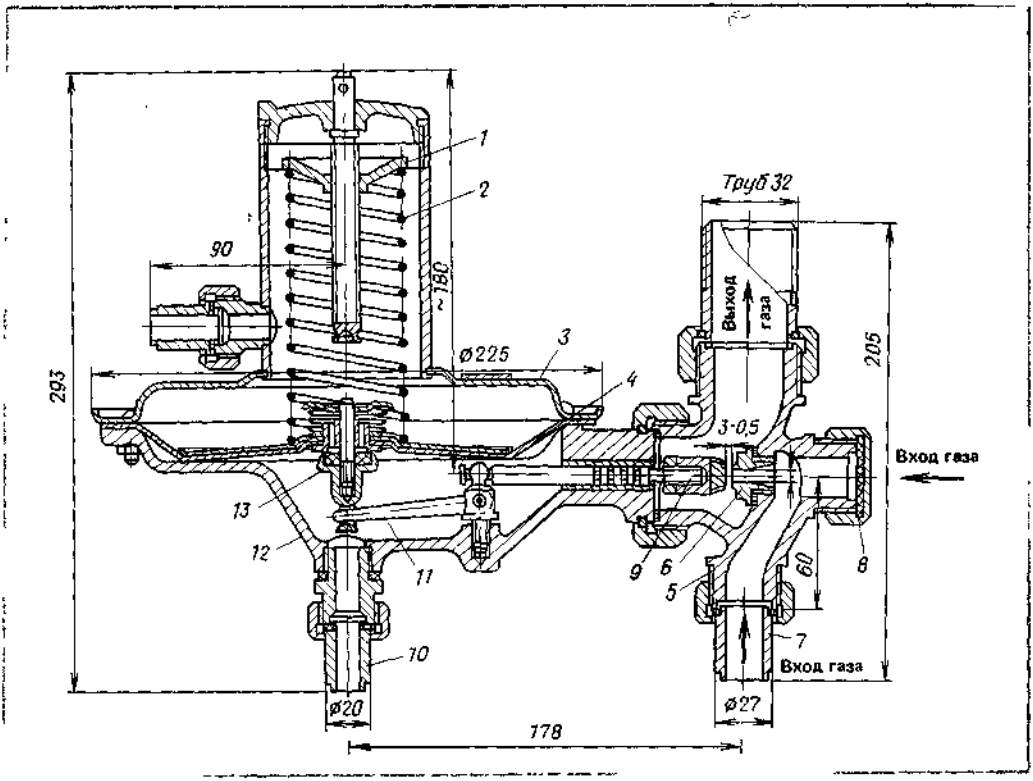


Рис. 7.10. Регулятор давления РД-32М
1 — регулировочная гайка, *2*— регулировочная пружина, *3*— крышка мембраны, *4*— мембрана, *5*— вентильный корпус, *6*— седло, *7*— ниппель с накидной гайкой, *8*— пробка, *9*— клапан, *10*— импульсная трубка, *11*— коленчатый рычаг, *12*— корпус, *13*— предохранительно сбросной клапан

Регуляторы давления типа РД (рис. 7.10), разработанные институтом Мосгазпроект, применяют для снабжения жилых домов и кварталов газом из сети среднего или высокого давления. Их применяют также для отдельных промышленных предприятий. В зависимости от местных условий эти регуляторы монтируют непосредственно у агрегатов, в стальных шкафах, устанавливаемых на стенах зданий или в отдельно стоящих регуляторных пунктах. Регуляторы имеют односедельный клапан с мягким уплотнением из газо-, бензо- и морозостойкой резины. Регулятор монтируют на вертикальных участках газопровода. Привод регулятора мембранно-пружинный. Для увеличения усилия, передаваемого от мембраны к клапану, регулятор снабжен рычажной передачей. Импульс давления передается по трубке в подмембранную полость. При повышении давления газа после регулятора мембрана поднимается, а рычаг поворачивается по часовой стрелке и придвигает клапан к седлу, в результате чего давление газа после регулятора снижается. Когда давление газа снизу мембраны уравновесится усилием пружины, перемещение мембраны прекратится. Настройку регулятора производят при помощи регулировочной гайки. При нарушении работы регулятора (негерметично закрытые клапаны) и повышении давления в подмембранной зоне сверх допустимого предела мембрана предохранительного клапана отжимается, клапан открывается и газ выходит в сбросную линию. Предохранитель настраивается на заданное давление с помощью пружины.

Регуляторы РД рассчитаны на

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

максимальное давление до 1,6 МПа. Давление после регулятора 1...3 кПа. Производительность регуляторов при конечном давлении 800...2500 Па и плотность газа ρ=0,7 кг/м^3 в зависимости от величины начального давления и диаметра регулятора составляет 25...600 м^3/ч. Неравномерность регулятора равна 7...14%.

Регуляторы давления РДУК-2, разработанные институтом Мосгазопроект, состоят из следующих основных элементов (рис. 7.11): регулирующего клапана с мембранным приводом, представляющим собой исполнительный механизм, регулятора управления, дросселей и соединительных трубок. Регулятор работает следующим образом. Газ высокого или среднего давления из надклапанной камеры исполнительного механизма *1* попадает в регулятор управления *2*. Пройдя клапан *5* регулятора управления, газ движется по трубке *12*, проходит через дроссель *11* и поступает в газопровод после регулирующего клапана. Клапан *5* регулятора управления *2*, дроссель *11* и трубки *9*, *12* и *10* представляют собой усилительное устройство дроссельного типа. Газ поступает в усилитель с давлением p_1; после дросселя переменного сечения (клапан *5*) газ приобретает давление p_x, а после дросселя постоянного сечения *11*— давление p_2.

Давлением p_x регулируется работа исполнительного механизма и в зависимости от положения клапана *5* давление p_x может изменяться от p_2 (клапан *5* закрыт) до максимальной величины (клапан *5* полностью открыт), зависящей от отношения площади открытого клапана *5* к сечению дросселя *11*. Таким образом, импульс конечного давления, воспринимаемый командным прибором, усиливается дроссельным устройством, трансформируется в командное давление p_x и передается по трубке *13* в подмембранную зону исполнительного механизма, перемещая соответствующим образом регулирующий клапан. В результате этого перестановочная сила, развиваемая мембраной, изменяется и клапан *3* перемещается в соответствии с изменившимся расходом газа. Например, если расход газа уменьшился, давление газа за регулятором увеличилось, то клапан регулятора управления, соединенный с газопроводом импульсной трубкой *8*, прикроется, давление p_x в подмембранной зоне исполнительного механизма уменьшится, регулирующий клапан *3* опустится и давление после регулятора снизится. Надмембранная зона исполнительного механизма соединена трубкой *14* с газопроводом после регулятора, поэтому в ней всегда поддерживается конечное давление.

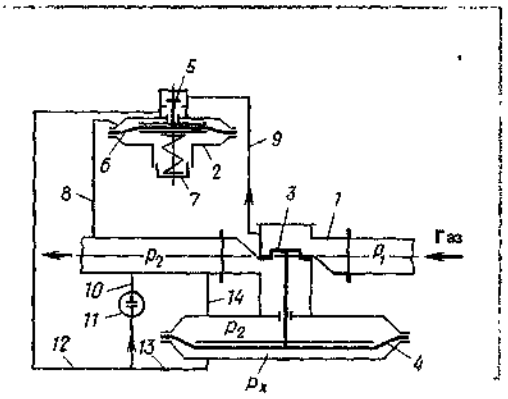


Рис. 7.11. Схема регулятора давления РДУК-2
1 — исполнительный механизм; *2* — регулятор управления (командный прибор); *3* и *4*— клапан и мембрана исполнительного механизма; *5* и *6*— клапан и мембрана регулятора управления; *7*— винт для настройки регулятора; *8*— импульсная трубка; *9*— трубка для подачи газа начального давления; *10*— трубка для сброса газа после регулятора управления; *11*— дроссель, *12*— трубка, соединяющая командный прибор с дросселем; *13* — трубка, передающая командное давление p_x исполнительному механизму; *14*— трубка, соединяющая надмембранную зону исполнительного механизма с газопроводом после регулятора

На рис. 7.12 показана конструкция регулятора давления РДУК-2. Газ высокого давления до поступления в регулятор управления при движении из камеры *А* в камеру Е проходит через фильтр, что улучшает условия работы регулятора управления. После регулятора управления газ по трубке *4* поступает в подмембранную зону *Г* испол-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

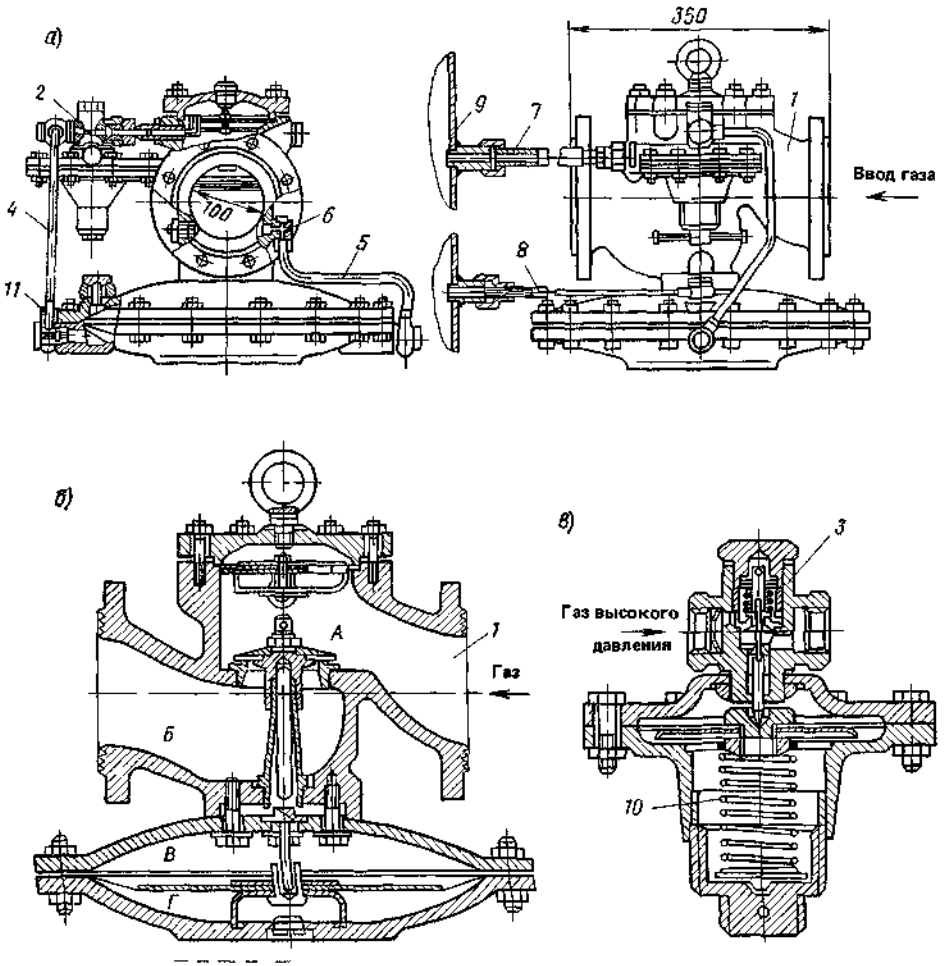


Рис 7 12 Регулятор давления РДУК-2
а—регулятор давления с регулятором управления *б* — разрез регулятора давления РДУК 2 *в* — регулятор управления КН 2 *1* исполнительный механизм регуляторов *2*— регулятор управления *3* – клапан регулятора управления *4 5 8* — соединительные трубки *6 11*— дроссели *7*— импульсная трубка *9*— газопровод после регулятора *10*— регулировочная пружина

нительного механизма и далее по трубке *5* сбрасывается в камеру *Б* после регулирующего клапана, предварительно пройдя через дроссель усилительного устройства *6* На пути движения газа перед исполнительным механизмом установлен дроссель *11*, который устанавливает верхний предел давления в камере *Г* Мембрана исполнительного механизма по периферии зажата между корпусом и крышкой мембранной коробки, а в центре — между плоским и чашеобразным дисками Чашеобразный диск опирается в проточку, имеющуюся в крышке Это обеспечивает центрирование мембраны перед ее зажимом Настройка регулятора на заданное давление производится пружиной *10*

Регуляторы РДУК рассчитаны на входное давление до 1,2 МПа Давление газа на выходе из регулятора зависит от применяемого регулятора управления Если используется регу

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

лятор управления КН-2, то конечное давление может изменяться от 0,0005 до 0,06 МПа. Если регулирующий клапан комплектуется с командным прибором КВ-2, то конечное давление может быть от 0,05 до 0,6 МПа. Пропускная способность регуляторов РДУК при плотности газа ρ=0,73 кг/м^3, перепаде давления на клапане Δp=0,1 МПа и конечном давлении p_2=1 кПа в зависимости от диаметра колеблется от 900 до 12 500 м^3/ч.

Регулятор прямого действия типа РД конструкции ВНИИГаза (рис. 7.13) выпускают пяти типоразмеров от 50 до 200 мм, рассчитанные на давление p_y=6,4 МПа. Привод регулятора мембранный пневматический с двухсторонней газовой нагрузкой. Давление в надмембранной зоне задают в зависимости от требуемого значения регулируемого давления p_2. В качестве задатчика используют двухступенчатый редуктор, в который поступает газ высокого давления, отбираемый из газопровода до регулятора. Клапан регулятора тарельчатый, виброустойчивый, разгруженный с мягким уплотнением. Нижнее седло выполняет роль направляющей втулки, в которой перемещается клапан. Через шток *6* клапан жестко скреплен с двумя металлическими дисками, между которыми плотно зажата резиновая мембрана *3*. Клапанная система регулятора уравновешена, так как входное давление на клапан действует сверху и снизу. Система имеет две направляющие, в результате чего исключаются вибрации и сильный шум. Затвор *1* имеет эластичное уплотнение, которым садится на седло *7*.

Газ высокого давления поступает к дроссельному органу через отверстия в цилиндрической втулке. Это улучшает условия обтекания затвора потоком газа. В своей центральной части затвор имеет конический участок, который улучшает гидравлические характеристики клапана. В результате существенно повышается виброустойчивость подвижной системы регулятора и снижается шум. В клапане

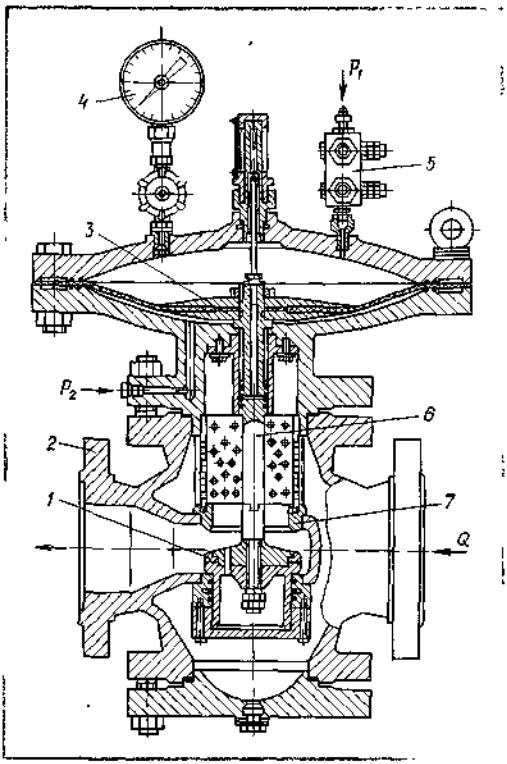


Рис. 7.13. Регулятор давления прямого действия РД-64
1— затвор, *2*— корпус, *3*— мембранный привод, *4*— манометр, *5*— двухступенчатый редуктор, *6*— шток, *7*— седло

имеется сверление, с помощью которого под клапан передается давление p_1 и клапан разгружается. Корпус регулятора *2*— стальной литой. Неравномерность мембранного привода, порождающая зону пропорциональности регулятора, не превышает 1,25%. Регулятор астатический, зона нечувствительности $\leqslant$2,5%. Регулятор типа РД служит для установки на ГРС, конечное давление от 0,15 до 2 МПа.

Для регулирования давления газа на ГРС используют также *регуляторы непрямого действия (типа РДУ)*. Рассмотрим схему и работу регулятора давления непрямого действия прямоточного типа (РДУ), разработанного ВНИПИгаздобыча. Принципиальная схема регулятора показана на рис. 7.14. Регулятор состоит

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

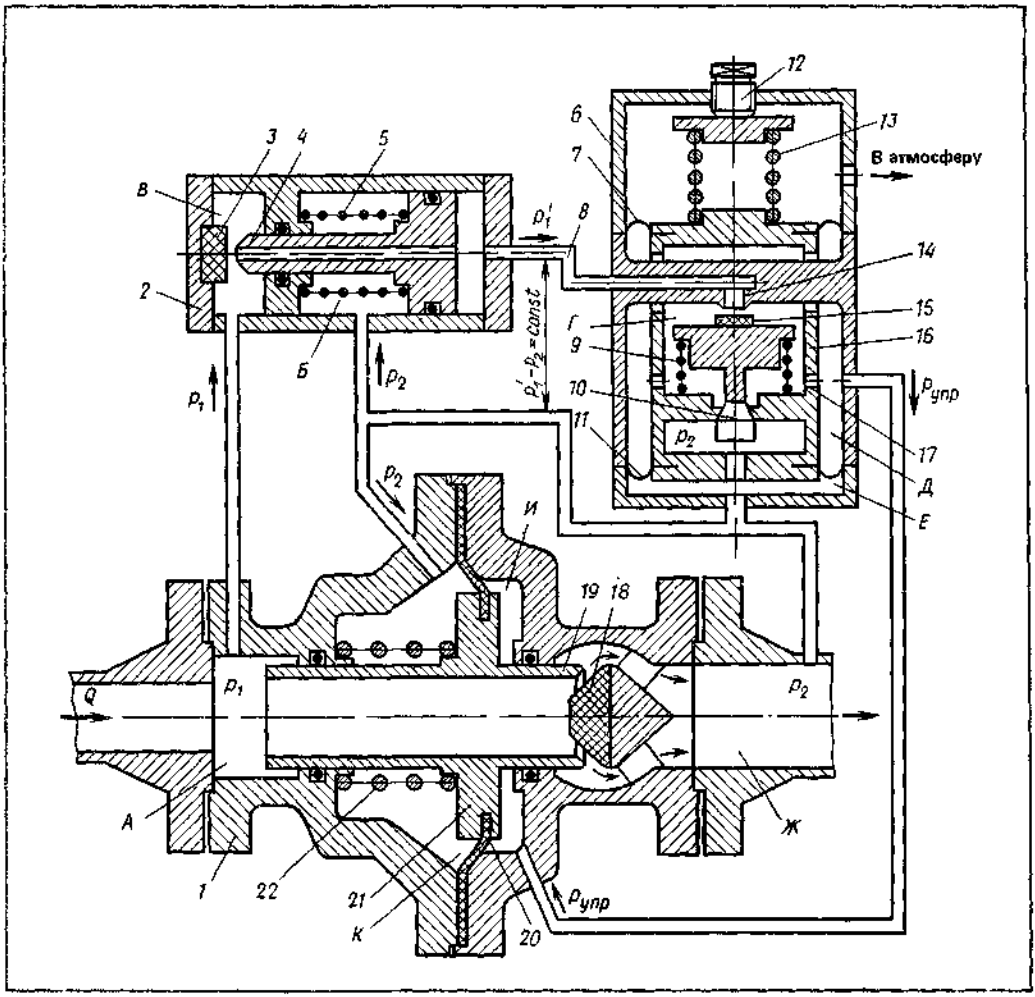


Рис. 7.14. Принципиальная схема прямоточого регулятора давления непрямого действия
1— прямоточное исполнительное устройство, *2*— стабилизатор перепада давления, *3 4*— плоский затвор и подвижное седло стабилизатора давления, *5*— пружина, *6*— управляющее устройство, *7*— мембрана, *8*— соединительная трубка, *9*— уплотняющая пружина, *10*— сбросной клапан, *11*— мембрана, *12*— регулировочное устроиство, *13*— задающая пружина, *14*— седло, *15*— клапан, *16*— двухмембранный блок, *17*— отверстие, *18*— неподвижный клапан с мягким уплотнением исполнительного механизма, *19*— трубчатое подвижное седло, *20*— мембрана, *21*— диск крепления мембраны, *22*— пружина исполнительного механизма

из трех элементов: прямоточного исполнительного устройства *1*, стабилизатора перепада давления *2* и управляющего устройства *6*. Применение прямоточного дроссельного устройства исключает двойной поворот потока под углами в 90°, который имеет место у обычных затворов, и тем самым улучшает условия обтекания затвора и снижает вибрацию подвижных элементов. Исполнительное устройство состоит из мембранно-пружинного привода (*20, 22*), трубчатого подвижного седла *19*, уплотненного в корпусе, в жестком центре которого заделана мембрана *20*. Клапан *18* укреплен не-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

подвижно во второй половине корпуса с помощью ребер. В камеру К исполнительного механизма подается регулируемое давление p_2, а в камеру И управляющее давление $p_{упр}$. Ввиду малого хода трубчатого седла статическая ошибка регулятора весьма незначительна.

Стабилизатор перепада давления по существу, является редуктором, который снижает начальное давление p_1 до p'_1 и перепад давлений p'_1-p_2 поддерживает постоянным. Стабилизатор имеет подвижное седло *4* и плоский затвор *3*. Подвижное седло уплотнено в кожухе стабилизатора и его равновесие определяется балансом сил пружины *5*, усилием от давления p_2, действующего слева, и усилием p'_1, действующего справа. Усилие пружины определяет разность давлений p'_1-p_2. При разбалансе сил седло *4* соответственно перемещается и баланс восстанавливается. Давление p'_1 из стабилизатора по соединительной трубке *8* поступает в управляющее устройство. Оно состоит из блока *16* с двумя мембранами *7* и *11*. Мембраны изолируют блок от внешней среды и позволяют ему перемещаться вдоль своей оси. Внутри блока *16* размещен клапан двойного действия. Сверху его расположен клапан *15*, который садится на входное седло *14*. Снизу имеется сбросной клапан *10*, который с помощью пружины *9* плотно сидит на седле.

Управляющее давление $p_{упр}$ формируется следующим образом. Газ из стабилизатора перепада давления *2* через линию *8* поступает к седлу *14* управляющего устройства, проходит через него и далее через отверстие *17* в камеру *Д* и управляющую камеру *И* исполнительного устройства *1*. При проходе через седло *4* стабилизатора давление снижается до p'_1, а при проходе через седло *14* управляющего устройства—до $p_{упр}$. Давление p_2 задает пружина *13*. Когда давление p_2 соответствует заданному значению, тогда блок управляющего устройства занимает верхнее положение и клапан *15* садится на седло *14*. Давление p_2 при этом сохраняется неизменным, так как количество газа (при давлении p_2) заполняет замкнутый объем, состоящий из камер: *Г, Д, И*. Седло *4* под действием давления p'_1 закрывается, что предотвращает поступление газа с давлением p_1 в управляющее устройство. При изменении нагрузки степень открытия клапана исполнительного устройства соответственно изменяется и стабилизируется в новом положении. Если потребление газа сократится, тогда давление p_2 будет расти. Нарушится баланс сил, действующих на блок регулирующего устройства (усилие пружины *13* уравновешивается усилием от давления газа в камере *Е*). Блок переместится вверх, откроется дроссельный сбросной клапан *10* и избыток газа будет сброшен в трубопровод после регулятора. Клапан исполнительного механизма прикроется соответственно новому расходу и равновесие восстановится. При падении давления p_2 блок опустится, клапан *5* приоткроется, вырастет давление $p_{упр}$ и увеличится поток газа. После переходного периода равновесие восстановится.

Регуляторы РДУ выпускают трех типоразмеров: $D_у$=50; 80 и 100 мм. Максимальное давление 6,4 МПа. Выходное давление 0,25...1,6 МПа. Зона нечувствительности регулирования от верхнего предела настройки 2,5%. При входном давлении 5,5 МПа в зависимости от диаметра регулятора пропускная способность изменяется от 50 000 до 200 000 м^3/ч.

На действующих ГРС установлены и другие регуляторы непрямого действия. Например, типа РД в комплекте с регулирующим клапаном или *регуляторы с изодромным устройством*. У последних регуляторов имеется упругая обратная связь, которая в начале переходного процесса создает неравномерность и обеспечивает устойчивый переходный процесс, но к концу этого процесса неравномерность снимается. Этот регулятор поддерживает постоянное давление.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

7.4. Расчет пропускной способности регуляторов давления

Поток газа при движении через дроссельный орган преодолевает гидравлические сопротивления, в результате чего уменьшается его статическое давление. Потери давления возникают в результате трения, неоднократного изменения направления движения и вследствие сужения потока при проходе через седло клапана. При небольшом перепаде давления на клапане изменением плотности газа можно пренебречь и рассматривать его как несжимаемую жидкость. В этом случае перепад давления полностью определяется гидравлическим сопротивлением дроссельного органа, а коэффициент гидравлического сопротивления открытого клапана данной конструкции при турбулентном режиме является величиной постоянной. Если перепад давления значительный, то следует учитывать изменение плотности газа. С уменьшением давления объем газа будет увеличиваться и на его проталкивание необходимо затрачивать дополнительную энергию. С изменением давления изменится также температура газа, что приведет к теплообмену между потоком газа и ограничивающими его стенками. Таким образом, движение газа через дроссельный орган представляет весьма сложный физический процесс, и при расчете пропускной способности клапанов приходится исходить из упрощенной физической модели.

Обычно при расчете пропускной способности регулирующего клапана проводят аналогию между движением газа через него и истечением из отверстия. Эта аналогия весьма приближенная по следующим причинам. Во-первых, многие клапаны выпускают с площадью прохода в седле, равной площади присоединительного патрубка. Во-вторых, при истечении из отверстия газ попадает в неограниченный объем, а при движении через регулирующий дроссельный орган — в трубопровод. В связи с этим в результате стабилизации потока давление в трубопроводе возрастет. Наконец, несмотря на то, что основной перепад давления, а следовательно, и основное гидравлическое сопротивление регулятора приходится на регулирующий орган, определенная часть давления теряется в корпусе и при полностью открытом клапане может составлять значительную долю общего перепада давления.

Указанные отклонения действительного движения газа через дроссельный орган от истечения из отверстия компенсируются экспериментальным коэффициентом, вводимым в расчетную зависимость. В этом случае точность расчета будет зависеть от того, насколько удачно выбран метод корректировки расчета, основанный на эксперименте. Вместе с тем расчет регулирующего клапана по формуле истечения позволяет исходя из теоретических соображений приближенно определить коэффициент, учитывающий расширение газа.

При малых перепадах давления на регуляторах пренебрегают сжимаемостью газа. Если $\Delta p/p_1 \leqslant 0{,}08$, то ошибка не будет превышать 2,5%. При $\Delta p/p_1 > 0{,}08$, следует учитывать сжимаемость газа (где Δp — перепад давления на регуляторе, а p_1 — давление газа до регулятора). Определим пропускную способность регулятора с помощью коэффициента гидравлического сопротивления по известной формуле

$$\Delta p = \zeta = \frac{w^2}{2}\rho,$$

где W — скорость движения газа в присоединительном патрубке; ρ — плотность газа.

Выражая скорость через расход и решая относительно него уравнение, получим

$$Q = \frac{F_y}{\sqrt{\zeta}}\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \qquad (7.1)$$

где F_y — площадь сечения присоединительных патрубков регулирующего органа (или площадь условного прохода), к которой отнесены все потери как в клапане, так и в корпусе; ζ — коэффициент гидравлического сопро-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

тивления регулирующего органа, отнесенный к площади условного прохода.

Если принять размерности величин, обычно используемые при расчете пропускной способности регуляторов (т. е. Q, м^3/ч, F_y см^2, Δp, МПа, ρ, кг/м^3), получим следующую рабочую формулу [формула (7.1) записана в единицах измерения систем СИ]:

$$Q=509\frac{F_y}{\sqrt{\zeta}}\sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}. \qquad (7.2)$$

При расчете регулирующих клапанов часто используют понятие коэффициента пропускной способности K_v, понимая под ним количество воды в м^3, при $\rho=1000$ кг/м^3, которое проходит за 1 ч через клапан при перепаде давления на нем 0,0981 МПа. Если в формулу (7.2) подставить эти значения, то получим соотношение

$$Q=K_v=5{,}04F_y/\sqrt{\zeta}. \qquad (7.3)$$

Коэффициент пропускной способности регулирующего дроссельного органа учитывает его проходное сечение и коэффициент местного сопротивления. Таким образом, зная для регулятора давления или регулирующего клапана величину K_v, можно по формуле (7.3) определить значение ζ, и, наоборот, зная коэффициент местного сопротивления, можно рассчитать значение K_v.

Коэффициет местного сопротивления зависит от отношения площади прохода в седле клапана к площади присоединительного патрубка, от конструкции регулирующего клапана и корпуса, а при малых расходах — и от числа Re. Для регуляторов с односедельными клапанами отношение площадей принимают

$$f/F_y=(d/D_y)^2=0{,}02...0{,}5,$$

где f и d — площадь и диаметр проходного сечения седла клапана; F_y и D_y — площадь и диаметр условного прохода.

Для регулятора с двухседельными клапанами отношение f/F_y примерно 0,7...2 (где f — сумма площадей проходных сечений обоих седел клапана). Часто коэффициент сопротивления ζ_c относят к проходному сечению седла клапана f. Он связан с коэффициентом ζ соотношением, полученным из уравнения (7.1):

$$F_y/\sqrt{\zeta}=f/\sqrt{\zeta} \text{ или } \zeta/\zeta_c=$$
$$=(F_y^2/f)^2=(D_y/d)^4. \qquad (7.4)$$

Для большинства распространенных конструкций регуляторов, применяемых на ГРП, коэффициент сопротивления открытых клапанов ζ_c колеблется в пределах $\zeta_c=2...7$.

Если все потери в регуляторе учитывать коэффициентом расхода, отнесенным к проходному сечению седла, тогда будет иметь место следующее соотношение:

$$W=\alpha\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}=\frac{1}{\sqrt{\zeta_c}}\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}},$$

отсюда

$$\alpha=1/\sqrt{\zeta_c}. \qquad (7.5)$$

Если на клапане срабатывается большой перепад давления ($\Delta p/p_1>>0{,}08$) и входное давление высокое, то при расчете пропускной способности дроссельных органов необходимо учитывать изменение плотности газа и отклонения от законов идеального газа. В этом случае используют приближенную модель дросселирования, рассматривая движение газа через клапан как истечение из отверстия, и расход определяют из выражения

$$Q_0=Wf(\rho_2/\rho_0), \qquad (7.6)$$

где Q_0 — объемный расход газа при нормальных условиях; W — скорость истечения; ρ_2 и ρ_0 — соответственно плотности газа при условиях истечения газа после отверстия и при нормальных условиях.

Скорость истечения определяют по известному уравнению

$$W=\alpha\sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{p_1}{\rho_1}\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}, \qquad (7.7)$$

где индексы 1 соответствуют условиям до истечения, т. е. до регулятора.

Подставим формулу (7.7) в (7.6), и произведем преобразования с учетом формул (7.4) и (7.5):

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

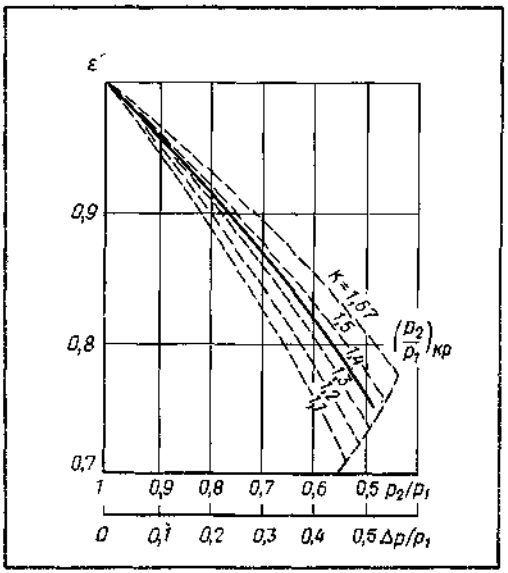


Рис. 7.15. Значения коэффициента ε в зависимости от p_2/p_1 и $\Delta p/p_1$
k—показатель адиабаты

$$Q_0=\alpha f\frac{\rho_2}{\rho_0}\sqrt{\frac{2\Delta p_1}{\rho_1}}\times$$

$$\times\sqrt{\frac{k}{k-1}\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}\times$$

$$\times\sqrt{\frac{(p_1-p_2)/p_1}{(p_1-p_2)/p_1}}=\frac{\sqrt{2}F_y}{\sqrt{\zeta}}\times\sqrt{\frac{p_1\rho_1}{\rho_0\rho_0}}\sqrt{\frac{\Delta p}{p_1}}\times$$

$$\times\sqrt{\frac{k}{k-1}\frac{1-(p_2/p_1)^{\frac{k-1}{k}}}{1-(p_2/p_1)}\frac{\rho_2}{\rho_1}}.$$

Считая движение газа адиабатным (еще одно допущение), заменим отношение плотностей отношением давлений

$$\frac{\rho_2}{\rho_1}=\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}}.$$

Кроме того, используем уравнение состояния

$$p=z\rho RT,\ \frac{\rho_1}{\rho_0}=\frac{p_1}{p_0}\cdot\frac{T_0}{T_1}\cdot\frac{1}{z_1},$$

где $z_0=1$.

Учитывая приведенные соотношения, преобразуем уравнение расхода

$$Q_0=\frac{\sqrt{2}F_y}{\sqrt{\zeta}}\sqrt{\frac{T_0}{p_0}}\sqrt{\frac{p_1\Delta p}{\rho_0 T_1 z_1}}\times$$

$$\times\sqrt{\frac{k}{k-1}\frac{(p_2/p_1)^{2/k}-(p_2/p_1)^{\frac{k+1}{k}}}{1-(p_2/p_1)}}.$$

Если в приведенное уравнение подставить значения $p_0=101\,300$ Па, $T_0=273$ К, а также применить формулу (7.3), где F_y (см^2), то получим расчетную зависимость

$$Q_0=1{,}46\cdot10^{-6}K_v\varepsilon\sqrt{\frac{p_1\Delta p}{\rho_0 T_1 z}},\qquad(7.8)$$

где ε определено соотношением

$$\varepsilon=\sqrt{\frac{k}{k-1}\frac{(p_2/p_1)^{\frac{2}{k}}-(p_2/p_1)^{\frac{k+1}{k}}}{1-(p_2/p_1)}}.\qquad(7.9)$$

Коэффициент ε учитывает изменение плотности газа при движении через дроссельный орган. Если принять размерности Q в м^3/ч, а p_1 и Δp, в МПа, то получим следующую формулу для расчета пропускной способности регулятора:

$$Q_0=5260K_v\varepsilon\sqrt{\frac{\Delta p\,p_1}{\rho_0 T_1 z_1}}.\qquad(7.10)$$

При расчете пропускной способности регулятора по уравнению (7.10), считая величину K_v постоянной, неточность исходной модели должна быть компенсирована коэффициентом ε. Поэтому в расчетах целесообразно использовать не теоретическую зависимость (7.9), а экспериментальную, т. е.

$$\varepsilon=1-0{,}46(\Delta p/p_1).\qquad(7.11)$$

Уравнение (7.11) получено при испытаниях регулирующих клапанов на сжатом воздухе, поэтому при использовании этого уравнения для других газов его следует корректировать. Это с некоторым приближением можно сделать, пересчитав значение ε, определяемого по формуле (7.11), на другой показатель адиабаты

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

путем умножения на поправочный коэффициент

$$\varkappa=\varepsilon_{газ}/\varepsilon_{воз}. \qquad (7.12)$$

Значения $\varepsilon_{газ}$ и $\varepsilon_{воз}$ определяют по формуле (7.9) при показателях адиабаты для воздуха (k=1,4) и для газа. На рис. 7.15 приведены пересчитанные значения коэффициента ε для газов с различными значениями k. Величиной ε, определенной по рис. 7.15, следует пользоваться при расчете пропускной способности регулятора давления или регулирующего клапана.

При критическом или большем перепаде давлений (т. е. когда соблюдается неравенство)

$$p_2/p_1\leqslant(p_2/p_1)_{кр} \qquad (7.13)$$

пропускную способность регулятора определяют по формуле (7.10) при подстановке в нее критического отношения давления. Это объясняется тем, что сверхзвуковая скорость при движении газа через дроссельный орган получена быть не может. Коэффициент ε определяют также при $(p_2/p_1)_{кр}$ по рис. 7.15. Расчетная зависимость будет иметь следующий вид:

$$Q_0=5260\,K_v\varepsilon_{кр}p_1\sqrt{\frac{(\Delta p/p_1)_{кр}}{\rho_0 T_1 z_1}}, \qquad (7.14)$$

где

$$(\Delta p/p_1)_{кр}=1-(p_2/p_1)_{кр}.$$

Как показали эксперименты, для клапанов, работающих на воздухе, критическое отношение давления $(p_2/p_1)_{кр}$=0,48. Теоретическое значение $(p_2/p_1)_{кр}$=0,528. Рассматривая отношение 0,48/0,528=0,91 как поправку к формуле для расчета $(p_2/p_1)_{кр}$, получаем следующее уравнение, по которому можно рассчитать критическое отношение давлений для газа любого состава:

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{кр}=0{,}91\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}. \qquad (7.15)$$

Для природного газа (k=1,3) критическое отношение давлений равно: $(p_2/p_1)_{кр}$=0,5.

Дроссельные органы регуляторов давления рассчитывают, исходя из максимальной производительности и минимально возможного перепада давлений. Такое сочетание производительности и давления возможно, но оно в то же время самое невыгодное. Проходное сечение затвора регулятора рекомендуется выбирать так, чтобы максимальная производительность была обеспечена при перемещении затвора не более чем на 0,9 полного хода. Для этого дроссельный орган регулятора нужно рассчитывать на производительность, которая превышает максимальную на 15...20%. Таким образом, регулятор следует подбирать на расчетную пропускную способность

$$Q_р=(1{,}15-1{,}2)Q^{макс},$$

где $Q^{макс}$ — максимальная пропускная способность.

При определении расчетного перепада давлений следует учитывать потери энергии на трение в трубопроводах газорегуляторного пункта на запорной и предохранительной арматуре, в фильтре и устройствах, измеряющих расход газа. Расчетный перепад определяют по выражению

$$\Delta p=p_1^{мин}-p_2-\Delta p_{пот},$$

где $p_1^{мин}$ — минимальное давление газа перед регуляторной станцией; p_2 — регулируемое давление газа после регулятора; $\Delta p_{пот}$ — суммарные потери давления в газорегуляторной станции, исключая потери в регуляторе давления.

В табл. 7.1 приведены значения коэффициента K_v для расчета пропускной способности основных типов регуляторов.

Если известна пропускная способность регулятора при работе на газе определенного состава и при известных начальном и конечном давлениях (табличные данные), то можно определить его производительность при использовании другого газа и работе на другом режиме.

Преобразовав предыдущее уравнение, можно получить следующую формулу пересчета:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 7.1. **Коэффициент пропускной способности регуляторов**

Тип регулятора	Коэффициент, K_v	Тип регулятора	Коэффициент, K_v
РД-20-5	0,52	РД-50М-20	9
РД-25-5	0,52	РД-50М-15	5,8
РД-25-6,5	0,9	РД-50М-11	3,3
РД-32-5	0,52	РД-50М-8	1,7
РД-32-6,5	0,9	РДУК-2-50/35	27
РД-32-9,5	1,9	РДУК-2-100/50	38
РД-50-13	3,7	РДУК-2-100/70	108
РД-50-19	7,9	РДУК-2-200/105	200
РД-50-25	13,7	РДУК-2-200/140	300
РД-32М-10	1,4	РД-50-64	22
РД-32М-6	0,8	РД-80-64	66
РД-32М-4	0,52	РД-100-64	110
РД-50М-25	11	РД-150-64	314
		РД-200-64	424
		РДУ-50	50
		РДУ-80	100
		РДУ-100	200

$$Q_0 = 5260\, K_v \varepsilon \sqrt{\frac{p_1}{p_2}} \frac{1}{\sqrt{T z_1}} \sqrt{\frac{\Delta p\, p_2}{\rho_0}} = A \sqrt{\frac{\Delta p\, p_2}{\rho_0}}. \qquad (7.16)$$

Коэффициент A изменяется мало и приближенно его можно считать постоянным, тогда формула пересчета примет вид

$$Q = Q^T \sqrt{\frac{\rho_0^T \Delta p\, p_2}{\Delta p^T p_2^T \rho_0}}. \qquad (7.17)$$

Здесь параметры с индексом T относятся к табличным данным.

Если при новых условиях работы перепад давления на регуляторе будет равен или больше критического, т. е. $p_2/p_1 \leqslant (p_2/p_1)_{кр}$, то в формуле (7.17) отношения $\Delta p/p_1$ и p_2/p_1 нужно заменить критическими отношениями.

Если принять $(p_2/p_1)_{кр} = 0{,}5$, то формула пересчета будет иметь вид

$$Q = 0{,}5\, Q^T p_1 \sqrt{\frac{\rho_0^T}{\Delta p^T p_2^T \rho_0}}. \qquad (7.18)$$

Глава 8
Газорегуляторные станции

8.1. Размещение газорегуляторных пунктов и установок

Газорегуляторные пункты (ГРП) сооружают на территории городов, населенных пунктов, промышленных и коммунальных предприятий, а газорегуляторные установки (ГРУ) размещают внутри газифицируемых зданий. Комбинированные регуляторы давления, имеющие встроенные предохранительные устройства, размещают на вводе в газифицируемые здания или на несгораемых опорах. В зависимости от величины давления газа на вводе в ГРП и ГРУ последние разделяют на ГРП и ГРУ *среднего давления* с давлением газа до 0,3 МПа и ГРП и ГРУ *высокого давления* с давлением газа более 0,3 до 1,2 МПа избыточных. ГРП могут быть *сетевыми*, питающими городскую распределительную сеть низкого и среднего давлений, и *объектовыми*, подающими газ необходимого давления промышленным и коммунально-бытовым потребителям. ГРП следует размещать в отдельно стоящих зданиях или в шкафах. Газорегуляторные пункты коммунальных предприятий и отдельно стоящих отопительных котельных с давлением до 0,6 МПа разрешается размещать в пристройках к зданиям, в которых расположены газовые установки. На промышленных предприятиях допускают раз-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 8.1 **Минимальные расстояния от отдельно стоящих ГРП до зданий и сооружений**

Объект	Расстояние по горизонтали в свету при разном давлении газа на вводе в ГРП, м		Объект	Расстояние по горизонтали в свету при разном давлении газа на вводе в ГРП, м	
	до 0,6 МПа	0,6 1,2 МПа		до 0,6 МПа	0,6 1,2 МПа
До зданий и сооружений	10	15	До автодороги (до обочины)	5	8
До железнодорожных и трамвайных путей (до ближайшего рельса)	10	15	До воздушной линии электропередачи	Не менее 1,5 высоты опоры	

мещение ГРП с давлением до 0,6 МПа в пристройках к огнестойким зданиям. ГРП с давлением более 0,6 до 1,2 МПа можно размещать в пристройках к цехам, в которых используют газ с давлением более 0,6 МПа. Отдельно стоящие ГРП располагают в садах, скверах, внутри жилых кварталов, во дворах, на территории промышленных и коммунальных предприятий на расстояниях от зданий и сооружений, не менее указанных в табл. 8.1.

На территории промышленного предприятия ГРП можно располагать на открытых площадках под навесом, если климатические условия допускают нормальную работу оборудования. Можно также выносить из здания на площадку только часть оборудования ГРП (задвижки, фильтры и др.). Оборудование, располагаемое открыто, должно иметь ограждения. Минимальные расстояния от ГРП открытого типа до зданий и сооружений приведены в табл. 8.1. Можно располагать ГРП на несгораемых покрытиях промышленных зданий, в которых находятся газоиспользующие агрегаты. Не разрешается устанавливать ГРП и ГРУ в подвальных и полуподвальных помещениях и в колодцах.

ГРП, располагаемые в шкафах, устанавливают на отдельных несгораемых опорах с разрывами, указанными в табл. 8.1. Шкафные ГРП промышленных и коммунальных предприятий с давлением газа до 0,6 МПа можно крепить к огнестойким стенам газифицируемых зданий, а шкафные ГРП коммунально-бытовых предприятий и жилых зданий можно крепить к огнестойким стенам только при давлении газа до 0,3 МПа. Шкафы следует располагать на высоте, удобной для обслуживания и ремонта. Расстояние от шкафа до окна или двери должно быть не менее 3 м при условии, что давление газа не более 0,3 МПа. Расстояние по вертикали от шкафа до оконных проемов должно быть не менее 5 м.

ГРУ промышленных и коммунальных предприятий и отопительных котельных располагают непосредственно в помещениях цеха и котельных, в которых находятся газоиспользующие агрегаты, или в смежных помещениях, соединенных с ними открытыми дверными проемами. В последнем случае смежные помещения должны быть обеспечены не менее чем трехкратным воздухообменом. От этих ГРУ не разрешается подавать газ потребителям, расположенным в других зданиях. Максимальное давление газа на входе в ГРУ должно быть не более 0,6 МПа. Запрещается размещать ГРУ в жилых и общественных зданиях.

ГРП следует располагать в светлых и несгораемых одноэтажных помещениях с покрытиями, легко сбрасываемыми при действии взрывной волны с массой на 1 $м^2$ не более 120 кг. В случае применения трудносбрасываемых покрытий общая площадь оконных, дверных проемов и световых фонарей принимается не менее 500 $см^2$ на 1 $м^3$ внутреннего объема помещения. Двери помещений должны открываться наружу. Если ГРП располагают в пристройке, то ее отде-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ляют от здания глухой стеной. Пристройка должна иметь самостоятельный вход.

Вопрос об отоплении ГРП решают в зависимости от климатических условий, влажности газа и конструкции применяемого оборудования. В отапливаемых помещениях ГРП температуру воздуха следует поддерживать не менее 5 °С. Отопление может быть водяным, паровым или от индивидуальной отопительной установки, которую отделяют от рабочего помещения ГРП глухой стеной. В отдельных случаях для отопления можно применять печи, заключенные в герметичный металлических кожух. Печи следует топить снаружи или из части здания, не сообщающейся с рабочим помещением ГРП. Здание ГРП оборудуют естественной вентиляцией, обеспечивающей трехкратный воздухообмен. Вытяжку осуществляют с помощью дефлектора, а приточный воздух поступает через жалюзийную решетку. Помещение ГРП должно иметь естественное освещение. Электрическое освещение ГРП может быть внутренним во взрывобезопасном исполнении или наружным в обычном исполнении (кососвет). Если расстояние от ГРП до ближайшего здания больше высоты этого здания, то ГРП оборудуют молниеотводами.

Газорегуляторные установки размещают на вводе газопровода в помещение на несгораемой стене, в местах с хорошим освещением. Оборудование ГРУ должно быть защищено от механических повреждений и воздействия сотрясений и вибраций. При установке оборудования на высоте более 2 м следует устраивать площадки с лестницами, огражденными перилами. Помещение, в котором расположена ГРУ, должно быть оборудовано постоянно действующей приточно-вытяжной вентиляцией. При размещении ГРП в шкафу его следует изготовлять из несгораемых материалов, а в нижней и верхней частях устраивать отверстия для вентиляции. На вводе газопровода в ГРП и на выводах из него должны быть установлены отключающие устройства на расстоянии не менее 5 и не более 100 м. При газоснабжении предприятий от индивидуальных ГРП отключающие устройства на выходных газопроводах можно не устанавливать.

Комбинированные регуляторы, предназначенные для жилых домов и общественных зданий, устанавливают на несгораемых опорах или на стенах газифицируемых зданий. Входное давление в регуляторах, устанавливаемых на стенах зданий, должно быть не более 0,3 МПа. Входное давление в комбинированных регуляторах, устанавливаемых на стенах промышленных зданий, допускается до 0,6 МПа. Комбинированные регуляторы давления устанавливают на горизонтальных газопроводах на высоте не более 2,2 м. При установке на стенах зданий СНиП регламентирует расстояния до оконных, дверных и других проемов.

8. 2. Газорегуляторные пункты

Оборудование сетевых газорегуляторных пунктов состоит из следующих основных узлов и элементов: узла регулирования давления газа с предохранительно-запорным клапаном и обводным газопроводом (байпасом), предохранительного сбросного клапана, комплекта контрольно-измерительных приборов, продувочных линий. Схема ГРП с регулятором давления РДУК-2, разработанная Мосгазпроектом, показана на рис. 8.1 (РДУК-2-100).

Газ высокого или среднего давления входит в ГРП и поступает в узел регулирования, в котором оборудование по ходу движения газа располагают в такой последовательности: отключающее устройство; фильтр для очистки газа от механических примесей и пыли; предохранительный запорный клапан для отключения подачи газа потребителям при недопустимом повышении или понижении давления после регулятора; регулятор давления

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

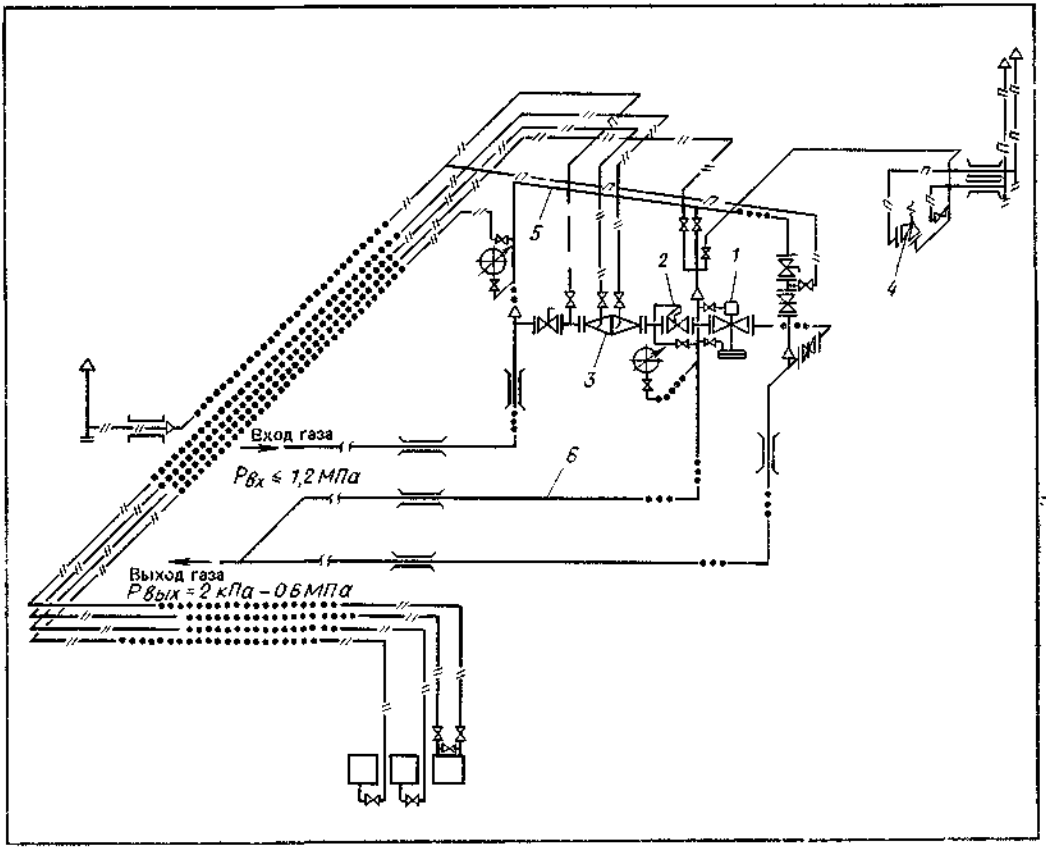


Рис. 8.1. Схема сетевого газорегуляторного пункта
1— регулятор давления РДУК 2-100, *2* — предохранительный клапан ПКН-100 (ПКВ-100), *3*— фильтр сварной волосяной D_y=100, p_p= =1,2 МПа, *4*— сбросное устройство, *5* —байпас, *6*— труба для отбора импульса давления

для снижения давления газа и поддержания его постоянным после себя; отключающее устройство. В качестве отключающих устройств при диаметрах до 100 мм используют пробковые краны со смазкой (КСР), при бо́льших диаметрах — клиновые стальные задвижки (ЗКЛ2).

Для очистки газа на ГРП устанавливают волосяные или сетчатые фильтры. На рис. 8.2 показан волосяной фильтр, разработанный Мосгазпроектом, для установки перед регуляторами РДУК-2 (D_y=50, 100 и 200 мм) Корпус *4* фильтра стальной сварной. Твердые частицы, вносимые потоком газа в фильтр, ударяются об отбойный лист *1* и накапливаются в нижней части фильтра, из которой их периодически удаляют через люк *5*. Оставшиеся в газе мелкие частицы и пыль задерживаются в кассете *2*. Фильтрующий материал (конский волос или капроновая нить) находится между двумя металлическими сетками. Для очистки и промывки кассеты ее вынимают из корпуса сверху, предварительно сняв крышку *3*. Фильтры выпускают двух модификаций с максимальным давлением до 0,6 и до 1,2 МПа. Перепад давления на кассете фильтра не должен превышать 10 000 Па. В условиях эксплуатации этот перепад обычно не превосходит 3000...5000 Па. При бо́льшем перепаде давления фильтр вынимают и очищают. Перепад давления контролируют дифманометром. На схеме (см. рис. 8.1) предусмотрена установ-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

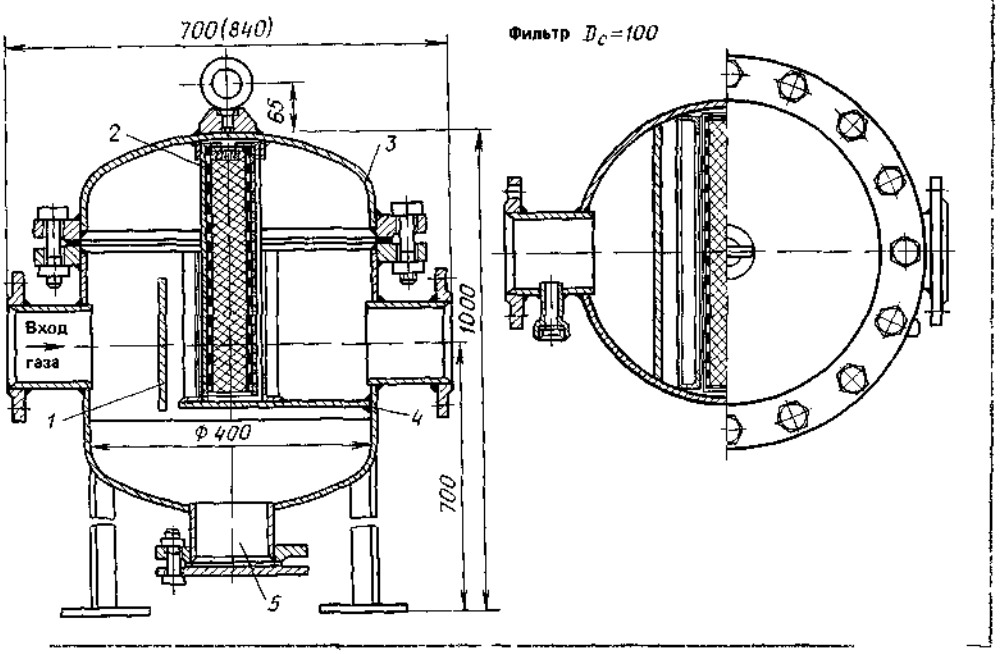


Рис. 8.2. Волосяной фильтр
1—отбойный лист, *2*—кассета с фильтрующим материалом, *3*—крышка, *4*—корпус, *5*—люк

ка сильфонного показывающего дифманометра ДСП-780Н.

При перепаде давления на фильтре 5000 Па, избыточном давлении перед ним 0,6 МПа и плотности газа 0,73 кг/м^3 пропускная способность фильтров соответственно составляет, при нормальных условиях, м^3/ч: для D=50—6000, D=100—14750, для D=200—38600. Если фильтр используют в условиях, отличных от указанных, тогда его пропускную способность определяют по формуле пересчета (7.17).

Выходное давление из ГРП контролируют предохранительным запорным клапаном (ПЗК) и предохранительным сбросным клапаном (ПСК). ПЗК контролирует верхний и нижний предел, ПСК — только верхний. ПСК настраивают на меньшее давление, чем ПЗК, поэтому он срабатывает первым. Сброс газа в атмосферу следует осуществлять в том случае, если регулятор давления работает нормально, но при закрытии клапан не обеспечивает герметичности отключения (вследствие засорения клапана, износа и пр.). Если протечка через неплотно закрытый клапан будет превосходить потребление газа, то выходное давление будет расти. Для предотвращения роста давления избыток газа необходимо сбросить в атмосферу. Такие ситуации обычно бывают кратковременными (в ночное время), а количество сбрасываемого газа незначительным. Срабатывание клапана ПСК при указанных обстоятельствах предотвращает закрытие предохранительного клапана и нарушение нормального газоснабжения потребителей.

Если же отказал регулятор давления, клапан ПСК сработал, а давление в сетях продолжает расти, то такая ситуация является аварийной. В этом случае срабатывает клапан ПЗК, который перекроет газопровод перед регулятором и прекратит подачу газа потребителям.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Клапан ПЗК сработает также при недопустимом снижении давления газа, которое может произойти при аварии на газопроводе. По устранении причин отключения газа его подача потребителям автоматически не возобновляется. Вновь пустить газ может только обслуживающий персонал, что предотвращает аварии и несчастные случаи при пуске газа.

Клапан ПСК настраивают на давление, превышающее регулируемое на 10%. При низком выходном давлении разность между давлениями настройки клапана и регулируемым давлением должна быть не менее 500 Па. Расчетную величину сброса газа через клапан ПСК при наличии в ГРП клапана ПЗК или при установке после ГРП у потребителей дополнительных регулирующих устройств принимают в 10% пропускной способности наибольшего из клапанов регуляторов системы регулирования в ГРП. В иных случаях величину сброса газа принимают не менее пропускной способности наибольшего из клапанов регуляторов ГРП за вычетом минимального потребления газа.

Пропускную способность системы сброса газа следует проверять расчетом, считая, что давление срабатывания $p_{ср}$ клапана ПСК полностью расходуется на гидравлические потери в сбросных трубопроводах $\Delta p_{тр}$ и на клапане ПСК $\Delta p_{кл}$, т. е.

$$p_{ср} = \Delta p_{тр} + \Delta p_{кл}.$$

Потери давления на клапане ПСК рассчитывают по формулам потерь давления на клапанах регуляторов давлений. Верхний предел настройки клапана ПЗК принимают на 20% выше регулируемого давления после ГРП. За нижний предел принимают минимально допустимое давление газа в сетях.

Импульсы для клапанов ПЗК, ПСК и регулятора давления следует отбирать из газопровода после ГРП в месте, где поток газа стабилизировался. На схеме (рис. 8.1) предусмотрен специальный трубопровод, который с одной стороны присоединен к газопроводу после ГРП в конце прямого участка длиной в пять диаметров, а с другой стороны к нему подведены импульсные трубки. К этому газопроводу присоединен и клапан ПСК.

На рис. 8.3 показаны предохранительно-запорные клапаны типа ПКН и ПКВ (для низкого и высокого давлений), разработанные Мосгазпроектом. Клапаны выпускают диаметрами, соответственно равными 50, 100 и 200 мм. Максимальное давление 1,2 МПа. Пределы давления, на которые могут быть настроены клапаны, приведены в табл. 8.2.

Принцип работы клапана ПК следующий. В открытом состоянии клапан *6* поддерживает внутренняя вилка *3*, которая установлена на общей оси *18* с подъемным рычагом *8*. Подъемный рычаг в верхнем положении удерживает курок коленчатого рычажного предохранителя *4*, ось которого закреплена в корпусе прибора. Ударник *11* поддерживается в вертикальном положении в результате зацепления выступа ударника с защелкой *16* коромысла. Противоположный конец коромысла сопряжен с пазом мембранного штока *10*. Импульс контролируемого давления подводят в подмембранную зону. При выходе контролируемого давления за нижний предел усилие от грузов *13*, передаваемое на шток мембраны, окажется больше усилия, развиваемого мембраной, в результате чего шток опустится, защелка *16* коромысла отклонится вверх и ударник *11* упадет на рычажный предохранитель *4*. Это вызовет расцепление предохранительного и подъемного рычагов и клапан закроется. Нижний предел настройки клапана ПК устанавливают путем подбора веса дисковых грузов.

Верхний предел настройки устанавливают путем сжатия пружины *15* регулировочной гайкой *14*. При открытом клапане пружина упирается через опорную шайбу *12* в выступ крышки мембранной коробки. До тех пор, пока усилие, развиваемое мембраной,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

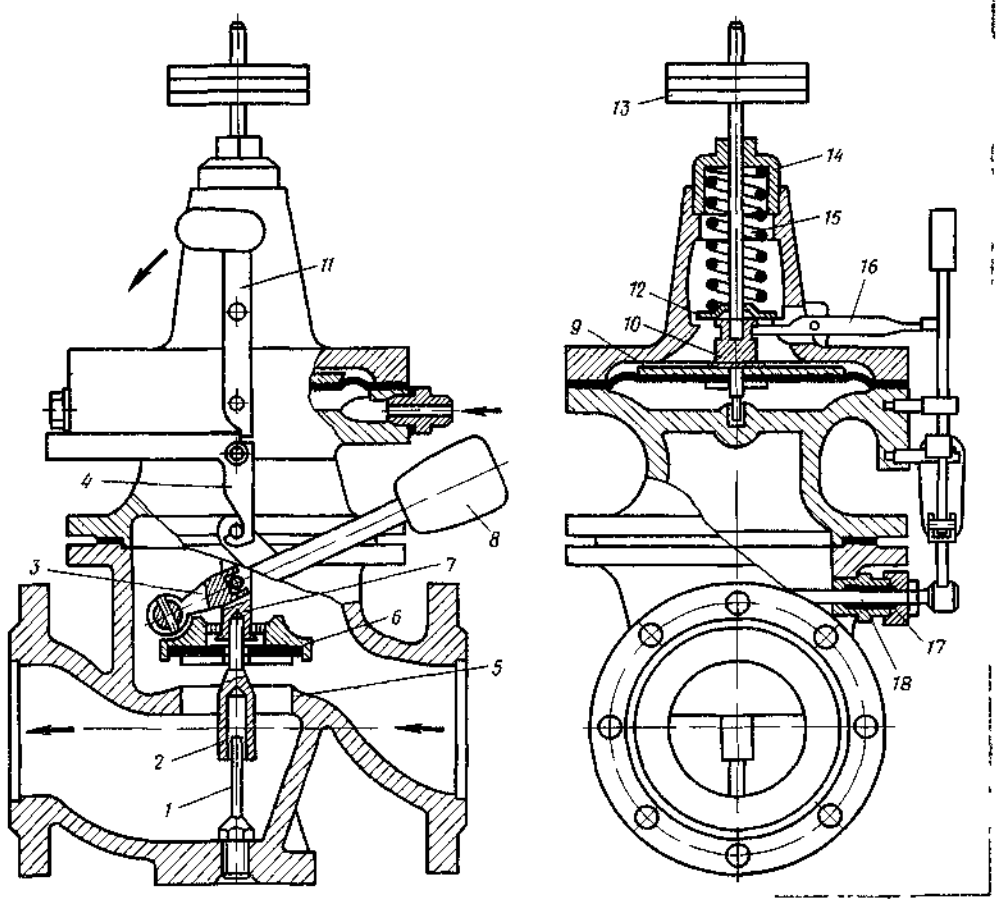


Рис. 8.3. Предохранительно-запорные клапаны ПКН и ПКВ
1— направляющая, *2* фиксатор, *3*— вилка, *4*— предохранитель, *5*— седло, *6* — клапан, *7*— шток, *8*— подъемный рычаг, *9* мембрана, *10*— шток, *11*— ударник, *12*— опорная шайба, *13*— груз, *14*— гайка, *15*— пружина, *16*— защелка, *17*— сальник, *18*— ось рычага

не превзойдет усилия пружины, мембрана будет оставаться неподвижной. Когда в результате выхода контролируемого давления за верхний предел мембрана разовьет усилие, пружина будет сжата, защелка коромысла опустится вниз и падение ударника приведет к срабатыванию клапана.

Закрытый клапан *6* прижимается к седлу под действием собственного веса и веса груза, сосредоточенного на конце подъемного рычага *8*. Кроме того, давление газа дополнительно прижимает его к седлу. При высоком давлении это существенно затрудняет открывание клапана. Для выравнивания давления газа с двух сторон клапана при его открывании в конструкции запорного клапана предусмотрен специальный перепускной клапан. При закрытом клапане отверстие перепускного клапана закрывает нижний конец штока *7*. При открывании ос-

Таблица 8.2 **Предельные давления настройки клапанов ПКН и ПКВ**

Контролируемый предел	Для ПКН, Па	Для ПКВ, МПа
Нижний	300 3000	0,003 0,03
Верхний	1000 60000	0,03 0,72

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

новного клапана шток откроет перепускной клапан, в результате чего давление в полостях корпуса быстро выравнится, обеспечив легкий подъем клапана.

Предохранительный сбросной клапан ПСК мембранно-пружинного типа показан на рис. 8.4. Такие клапаны выпускают диаметрами 25 и 50 мм. Их можно настраивать на избыточное давление 0,001...0,125 МПа. Диапазон настройки контролируемого давления изменяют подбором пружины требуемой жесткости и изменением активной поверхности мембраны (изменяя размеры *А* и *В*, см. рис. 8.4). В пределах каждого диапазона (1000... ...5000 Па, 0,02...0,05 и 0,05... ...0,125 МПа) величину контролируемого давления устанавливают путем изменения степени сжатия пружины *2*. На мембрану *3* действует контролируемое давление. Когда это давление превзойдет давление настройки клапана ПСК, то усилие мембраны станет больше усилия пружины и сожмет ее, клапан откроется и избыток газа будет сброшен в атмосферу.

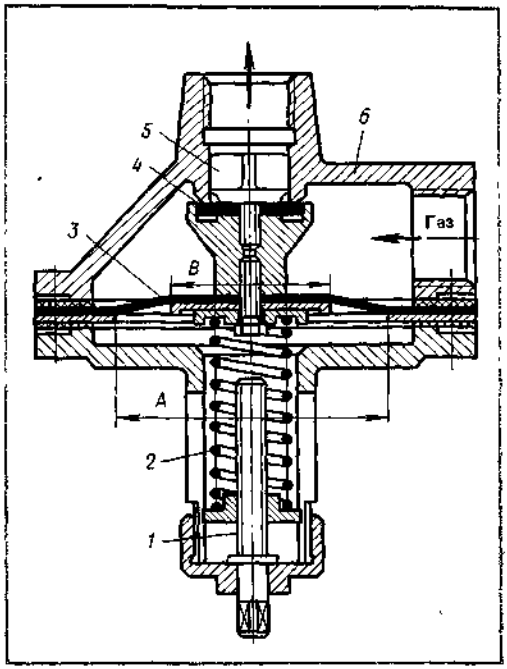


Рис. 8.4. Предохранительно-сбросной клапан типа ПКС
1 — регулировочный винт, *2* — пружина, *3* — мембрана, *4* — уплотнение, *5* — золотник, *6* — седло

Для контроля конечного, среднего и высокого давления применяют предохранительные пружинные клапаны ППК-4-50-16. Контролируемое давление в них подают непосредственно под золотник, который к седлу клапана прижимается пружиной. Если сила давления на золотник окажется больше усилия пружины, то клапан откроется и сбросит газ. Клапаны ППК-4-50-16 настраивают на давление от 0,05 до 2,2 МПа (изб.).

Для бесперебойного снабжения потребителей газом при выходе из строя регулятора давления, замене, ремонте или осмотре оборудования узла регулирования предусматривают *обводной газопровод (байпас)*. В указанных случаях регулирующую линию отключают, а газ подают по байпасу с ручным регулированием давления. Диаметр обводной линии должен обеспечить максимальный пропуск газа при минимальном входном давлении и нормальном выходном. У ГРП (показанного на рис. 8.1) диаметр обводного газопровода принят равным большему стандартному диаметру, следующему после диаметра седла клапана. Для надежности и удобства ручного регулирования на байпасе устанавливают последовательно два отключающих устройства: кран и задвижку. При ручном регулировании на кране срабатывает основной перепад давления, а задвижкой регулируют давление в соответствии с изменяющейся нагрузкой.

Для продувки газопровода до ГРП, газопроводов и оборудования ГРП, а также сброса газа при ремонтах и замене оборудования ГРП предусматривают специальные продувочные газопроводы, которые выводят наружу в безопасные места для окружающих зданий и сооружений, но не менее чем на 1 м выше карниза здания ГРП. Таким же требованиям подчиняются и сбросные газопроводы (свечи) от ПСК. Продувочные газо-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

проводы одного давления можно объединить в общую свечу. Диаметр свечи должен быть не менее 19 мм.

Сетевые ГРП обычно подают газ в закольцованную распределительную сеть, поэтому точные границы зоны действия каждого ГРП практически установить невозможно. Кроме того, они изменяются в зависимости от режима потребления газа, поэтому потребители, расположенные на границах зон, могут получать газ в зависимости от режима то от одного, то от другого ГРП. В связи с этим каждый газорегуляторный пункт не имеет точно определенных потребителей, и, следовательно, нет смысла учитывать расход газа в каждом ГРП. Их не оборудуют узлами измерения расхода газа.

Однако на сетевых ГРП, подающих газ в отдельный изолированный район, может оказаться целесообразной установка приборов для измерения расхода газа. Регулярный учет расхода газа позволит вести дальнейшее изучение режимов потребления, режимов газовых сетей, а также уточнять нормы потребления и коэффициенты неравномерности потребления газа.

Компоновка оборудования ГРП и ГРУ должна быть удобна для монтажа, ремонта и осмотра оборудования. Расстояние в свету между параллельными рядами оборудования следует принимать не менее 400 мм, а ширину основного прохода в помещение не менее 0,8 м. Прокладывать газопроводы в каналах пола не рекомендуется. Компоновка сетевого газорегуляторного пункта с регуляторами давления РДУК-2-100 (см. рис. 8.1), предназначенного для редуцирования давления газа с высокого до 1,2 МПа или среднего до среднего или низкого давления, показана на рис. 8.5, *а, б*. Оборудование располагают в отдельно стоящем здании, выполненном из кирпича размером 6×6 м. Освещение здания естественное (через окна) и искусственное (электрическое во взрывобезопасном исполнении). Здание отапливают от близрасположенных тепловых сетей или от местной отопительной установки. Температуру в помещении поддерживают не ниже 5 °С и контролируют комнатным термометром. Вентиляция естественная, обеспечивает трехкратный обмен воздуха.

ГРП оборудован регулятором давления РДУК-2-100 с седлом диаметром 50 или 70 мм и регулятором управления КН-2 или КВ-2. Пропускная способность ГРП с регуляторами давления, имеющими седло диаметром 50 мм, при работе на природном газе плотностью ρ=0,73 кг/м^3 и давлении на выходе 1000...120 000 Па (изб.) составляет: при давлении на входе 0,3 МПа—2300 м^3/ч, а при 0,6 МПа—4400 м^3/ч.

Для поглощения шума, возникающего при редуцировании давления газа, газопроводы покрывают специальной шумовиброизолирующей пастой или изолируют антикоррозионной битумно-резиновой изоляцией толщиной 20 мм. Участки газопровода, под которые устанавливают опоры, должны иметь прокладки из войлока, пропитанного битумом. Технологическую нитку редуцирования располагают на высоте 0,7 м от пола на опорах, которые устанавливают под газопроводом. Фильтр смонтирован на собственных опорах. Импульсные трубопроводы прокладывают на высоте не более 2 м под окнами и крепят к стенам при помощи крючков. При прохождении через стены трубы размещают в футлярах, а отверстия между футляром и стеной тщательно заделывают цементным раствором.

На импульсных и сбросных газопроводах располагают краны и вентили. Краны, установленные на импульсных линиях к предохранительным устройствам, должны быть запломбированы в открытом положении. Приборы для измерения и записи входного и выходного давления располагают на специальном щите, который устанавливают на опорах в помещении ГРП. Входное давление измеряют показывающим манометром ОБМ класса точности 1,5 и записыва-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

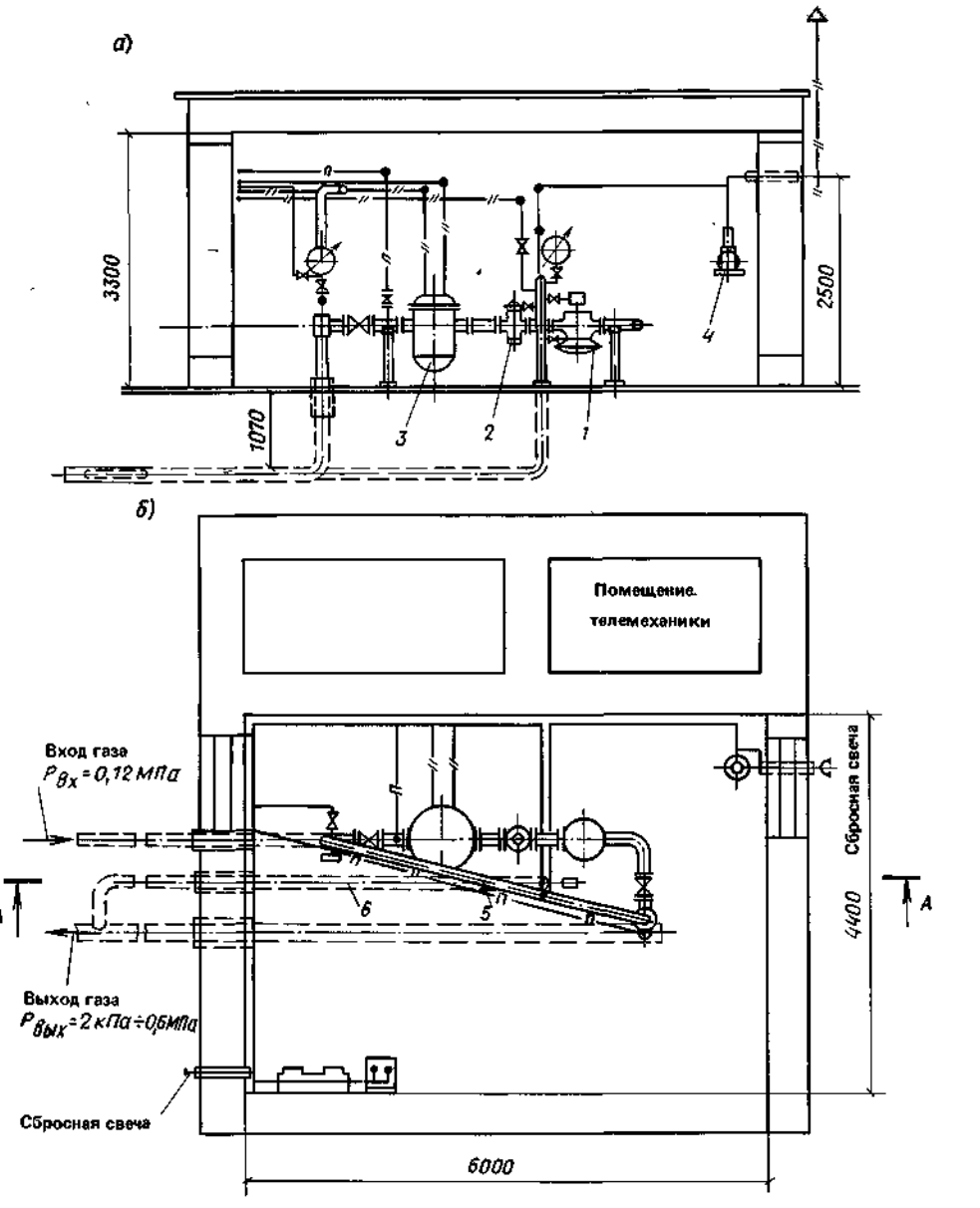


Рис. 8.5. Компоновка газорегуляторного пункта
а — разрез; *б* — план, *1* — регулятор давления РДУК-2-100; *2* — предохранительный клапан ПКН-100 (ПКВ-100); *3* — фильтр сварной волосяной $D_y = 100$, $p_p = 1{,}2$ МПа; *4* — сбросное устройство; *5* — байпас; *6* — труба для отбора импульса давления

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

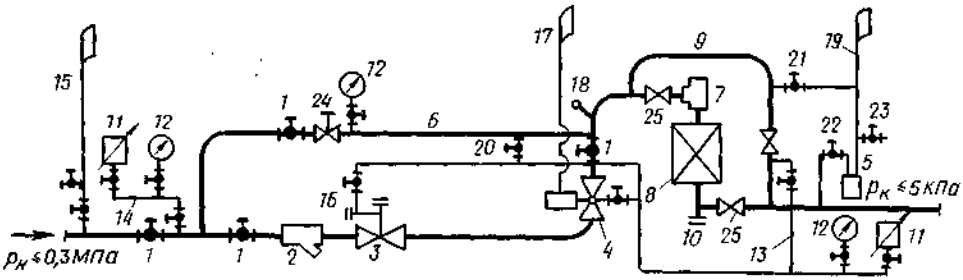


Рис. 8.6. Схема ГРП с регулятором давления типа РД
1— кран; *2*— газовый фильтр; *3*— предохранительный запорный клапан; *4*— регулятор давления; *5*— гидравлический предохранитель; *6*— отводной газопровод; *7*— фильтр-ревизия; *8*— газовый ротационный счетчик; *9*— обводной газопровод; *10*— штуцер с пробкой; *11*— регистрирующий манометр; *12*— показывающий манометр; *13*— импульсный трубопровод конечного давления; *14*— импульсный трубопровод начального давления; *15*— продувочный трубопровод; *16*— штуцер с пробкой; *17*— сбросная трубка от регулятора; *18*— технический термометр; *19*— выхлопной трубопровод; *20, 21*— перемычки с кранами; *22*— кран на приемном штуцере гидравлического предохранителя; *23*— штуцер с краном и пробкой для взятия пробы; *24*— вентиль; *25*— задвижка

ют самопишущим манометром МТС-710 ч. Выходное давление (низкое) измеряют напоромером НМП и записывают с помощью самопишущего дифференциального манометра ДСС-710 ч, у которого один вентиль соединен с атмосферой, а средний заглушен.

Объектовые газорегуляторные пункты и установки. Схема объектового ГРП с регулятором давления типа РД и измерением расхода газа ротационным счетчиком показана на рис. 8.6. После ГРП поддерживают низкое давление, равное $p_к \leqslant \leqslant 5$ кПа. Перед ГРП установлен отключающий кран *1*. Кран располагают также до фильтра и после регулятора для отключения узла регулирования.

На обводном газопроводе находится кран *1* и вентиль *24* для плавного регулирования давления газа вручную. Для обеспечения наибольшей стабильности давления газа перед горелками импульс конечного давления к регулятору давления отбирается из газопровода после счетчика. Наилучшим местом для отбора импульса служит обводной газопровод *9* после задвижки *25*, так как здесь меньше наблюдается неравномерность газового потока. Для возможности настройки регулятора и предохранительного запорного клапана без заполнения газом всего участка газопровода предусмотрена перемычка с краном *20*, который при работе ГРП закрыт. На импульсной линии предохранительного клапана *3* имеются кран и штуцер *16* для присоединения переносного манометра при настройке запорного клапана.

Давление газа до и после ГРП значительно отличается друг от друга. Поэтому для продувки газопровода, расположенного до ГРП, предусмотрен отдельный продувочный трубопровод *15*. Выхлопной клапан присоединен к газопроводу после счетчика. Для ремонта и замены жидкости в нем служит кран *22*, который при работе ГРП должен быть открыт. Газопровод конечного давления продувают через кран *21* и выхлопной трубопровод *19*. Через эту же линию обеспечивают расход газа, необходимого для настройки ГРП. Объединение трубопроводов *15* и *19* недопустимо. Перед ротационным газовым счетчиком установлен фильтр для дополнительной очистки газа, а после него — штуцер с пробкой *10* для вы-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

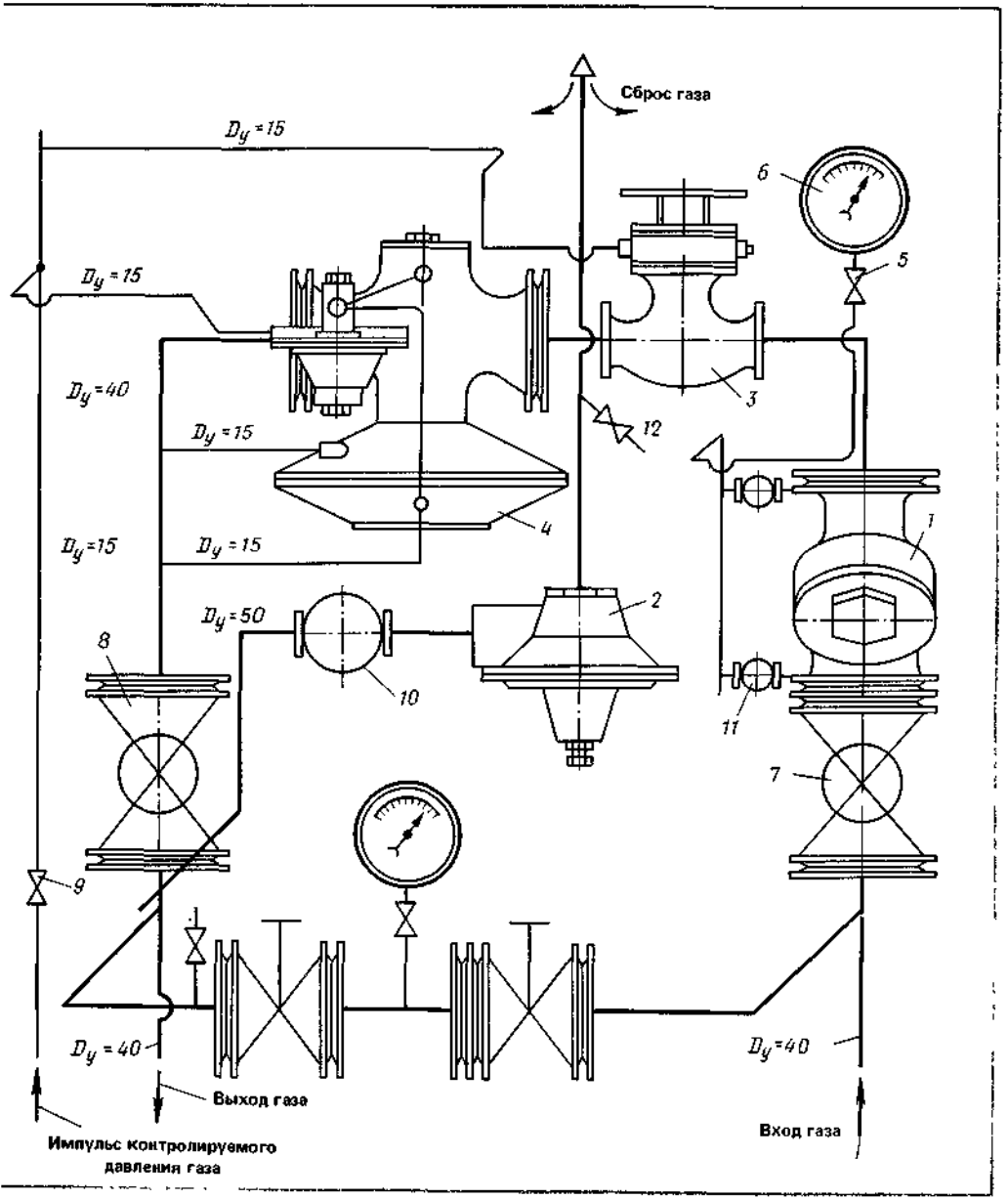


Рис. 8.7. Регуляторная установка шкафного типа с регуляторами РДУК-2-50

1 — сетчатый фильтр, *2* — пружинный сбросной клапан, *3* — предохранительный клапан-отсекатель ПКК-40м, *4* — регулятор давления РДУК-2-50, *5* — кран трехходовой для манометра, *6* — манометр технический, *7* — вентиль запорный фланцевый (D_y=40), *8* — кран сальниковый фланцевый (D_y=40), *9* — кран сальниковый муфтовый (D_y=15), *10* — кран сальниковый муфтовый (D_y=50), *11* — вентиль запорный цапковый (D_y=10), *12* — кран лабораторный ЛК-1а

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

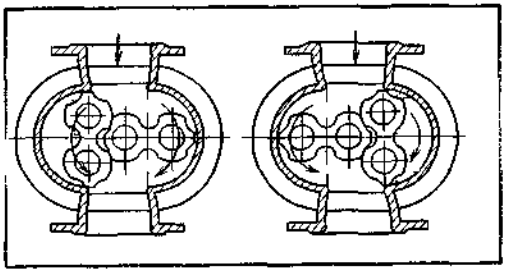


Рис. 8.8. Принципиальная схема расходомера РГ

пуска раствора при промывке счетчика. Для подачи газа, минуя счетчик, предусмотрен обводной газопровод *9*. Отключающие устройства до и после счетчика расположены так, чтобы промывку счетчика можно было производить без его демонтажа. Термометр установлен перед счетчиком в месте, где его хорошо омывает газовый поток. Для контроля давления до и после ГРП служат манометры (показывающие *12* и регистрирующий *11*).

Шкафной газорегуляторный пункт, разработанный институтом Мосгазпроект, показан на рис. 8.7. Для регулирования давления газа служит регулятор РДУК-2-50 с командным прибором КН-2. Шкафная установка предназначена для регулирования давления газа с высокого и среднего до низкого или среднего. Максимальное давление газа на входе 1,2 МПа, конечное регулируемое давление от 0,5 до 50 кПа. При давлении на выходе из регуляторного пункта 0,5...10 кПа, давлении на входе в 100 кПа и плотности газа $\rho=0{,}73$ кг/м^3 его производительность равна 450 м^3/ч. В зависимости от климатических условий и влажности газа решают вопрос о применении шкафов с отоплением или без него. ГРП оборудуют предохранительными клапанами, сетчатым фильтром и обводной линией. Входное давление измеряют манометром. Для измерения выходного давления предусмотрен трехходовой кран с пробкой, к которому присоединяют манометр.

На объектовых ГРП устанавливают расходомеры или счетчики. Основной тип счетчиков, выпускаемый промышленностью для ГРП,— это ротационные счетчики РГ, принцип действия которых основан на вращающихся поршнях, имеющих форму восьмерки (рис. 8.8). По принципу действия — это объемные расходомеры. Поршни вращаются в противоположных направлениях и отмеряют объем пропускаемого газа. Выпускаемые счетчики рассчитаны на давление в 0,1 МПа. Минимальный расход составляет 10% номинального, а максимально допустимая перегрузка составляет 120%. Счетчики выпускают следующей пропускной способностью, м^3/ч (цифры в обозначении счетчика обозначают пропускную способность): РГ-40, РГ-100, РГ-250, РГ-400, РГ-600, РГ-1000.

Расход газа также измеряют с помощью диафрагмы, установленной на газопроводе, и расходомера, представляющего собой дифманометр показывающий или записывающий. Принцип измерения основан на связи перепада давления на местном сопротивлении, в качестве которого используют нормализованные диафрагмы или сопла, с расходом. Эти элементы имеют квадратичный закон гидравлического сопротивления, что позволяет использование простейшей математической аппроксимации зависимости расхода от перепада давления. Конструкции измерительных диафрагм или сопел стандартизированы и позволяют без дополнительных экспериментов рассчитывать все размеры измерительных устройств и определять параметры для подбора расходомера газа. Существуют специальные Правила для расчета нормальных диафрагм или сопел и подбора стандартных расходомеров.

Пример 8.1. Подобрать оборудование и контрольно-измерительные приборы для сетевого газорегуляторного пункта пропускной способностью в $Q=1100$ м^3/ч (при нормальных условиях) и избыточном давлении газа на входе 80 кПа Давление на выходе низкое — 3 кПа Газ природный

Решение Потери в газопроводе, пробковых кранах, предохранительном запорном клапане и фильтре предварительно оценим в

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

7 кПа. В этом случае перепад давления на клапане будет равен: 80—7—3=70 кПа, тогда

$$\Delta p/p_1 = 70/180 = 0{,}39 < 0{,}5.$$

Следовательно, условия течения газа через клапан регулятора давления докритические. Подбираем регулятор типа РДУК-2 по формуле (7.10)

$$k_v = \frac{Q_0}{5260\,\varepsilon\sqrt{(p_1\Delta p)/(\rho_0 T z_1)}} =$$

$$= \frac{1100}{5260\cdot 0{,}8\sqrt{\dfrac{0{,}18\cdot 0{,}07}{0{,}73\cdot 273\cdot 1}}} = 33.$$

Коэффициент ε определим по рис. 7.15 для $k=1{,}3$ и $\Delta p/p_1 = 0{,}39$, $\varepsilon = 0{,}8$. Коэффициент $z = 1$, так как входное давление газа невысокое ($p_1 < 1{,}2$ МПа). $T_1 = 273$ К. Из табл. 7.1 следует, что для регулятора РДУК-2-100/50 $K_v = 38$ Этот регулятор и принимаем. Определяем запас его пропускной способности.

$$Q_0 = 5260\,K_v\varepsilon\sqrt{\frac{p_1\Delta p}{\rho_0 T z_1}} =$$

$$= 5260\cdot 38\cdot 0{,}8\sqrt{\frac{0{,}18\cdot 0{,}07}{0{,}73\cdot 273\cdot 1}} = 1270 \text{ м/ч},$$

т. е. пропускная способность регулятора больше необходимой расчетной величины на 15%, что удовлетворяет требованиям СНиП.

2. Установим волосяной фильтр, разработанный Мосгорпроектом, с $D=100$ мм. Рассчитаем потерю давления в нем. При $p_1 = 0{,}7$ МПа$_{абс}$, $\Delta p = 5$ кПа, $\rho = 0{,}73$ кг/м^3; его пропускная способность составляет 14 750 м^3/ч. Используем формулу пересчета (7.17)

$$\Delta p = \Delta p^T (Q/Q^T)^2 \rho_0/\rho_0^T \cdot p_2^T/p_2 =$$

$$= 5\left(\frac{1100}{14\cdot 750}\right)^2 \cdot 1\,\frac{0{,}695}{0{,}18} = 0{,}108 \text{ кПа}.$$

Определяем скорость движения газа в линии редуцирования:

а) до регулятора давления ($D=100$)

$$w = \frac{Q_0}{F}\frac{p_0}{p} = \frac{10^4}{3600}\,\frac{1100}{79}\,\frac{0{,}1}{0{,}18} = 21{,}8 \text{ м/с};$$

б) после регулятора давления ($D=100$)

$$w = \frac{1}{0{,}36}\,\frac{1100}{79}\,\frac{0{,}1}{0{,}103} = 37{,}7 \text{ м/с};$$

в) в газопроводе после регулятора давления ($D=200$)

$$w = \frac{1}{0{,}36}\,\frac{1100}{314}\,\frac{0{,}1}{0{,}103} = 9{,}4 \text{ м/с}.$$

Полученные скорости допустимы.

Определяем потери давления в кранах, местных сопротивлениях и в клапане ПЗК линии регулирования. Принимаем следующие значения коэффициентов местных сопротивлений:

	До регулятора	После регулятора
Кран ($\zeta=2$)	2	2
Клапан ПЗК ($\zeta=5$) . .	5	—
Переход на диаметр 200 мм ($\zeta=0{,}55$) .	—	0,55
Итого	7	2,55

Гидравлические потери составят:

а) до регулятора

$$\Delta p'_{мс} = \Sigma\zeta\frac{w^2}{2}\rho =$$

$$= 7\,\frac{21{,}8^2}{2}\,0{,}73\,\frac{0{,}18}{0{,}1} = 2150 \text{ Па};$$

б) после регулятора

$$\Delta p_{мс} = 2{,}55\,\frac{37{,}7^2}{2}\,0{,}73\,\frac{0{,}103}{0{,}1} = 1360 \text{ Па}.$$

Суммарные потери давления в линии редуцирования будут равны:

$$\Delta p_\Sigma = 0{,}108 + 2{,}15 + 1{,}36 = 3{,}618 \text{ кПа}.$$

Эта величина меньше предварительно принятой (7 кПа) величины, что приводит к увеличению запаса пропускной способности регулятора на 3%.

8.3. Газораспределительные станции

Газ из магистральных газопроводов поступает в городские, поселковые и промышленные системы газоснабжения через газораспределительные станции (ГРС). На ГРС давление газа снижают до величины, необходимой для этих систем, и поддерживают постоянным. Основное отличие газораспределительных станций от городских и промышленных газораспределительных пунктов состоит в том, что они получают газ из магистральных газопроводов, и поэтому их оборудование рассчитывают на рабочее давление в 5,5; 7,5 МПа, т. е. на максимально возможное давление в магистральном газопроводе. Кроме того, ГРС характеризуются большими пропускными способностя-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ми (100...200 тыс. м^3/ч и более), в связи с этим дросселирование газа на них осуществляют в несколько ниток и на каждой из них устанавливают соответственно регулятор давления большой пропускной способности.

ГРС отличаются от ГРП также дополнительной обработкой газа. Кроме очистки газа в фильтрах на них предусматривают его одоризацию, а у некоторых типов станций — еще и подогрев газа. На всех ГРС устанавливают расходомеры для измерения количества протекающего газа. Так как перерыв в газоснабжении городов, поселков и крупных промышленных потребителей допускать нельзя, то защитную автоматику ГРС создают по принципу резервирования, а не отключения потока газа при отказах регулирующего оборудования.

Автоматизацию ГРС осуществляют в настоящее время таким образом, чтобы было возможно их безвахтенное обслуживание. Для этого ГРС оснащают контрольно-измерительными приборами, защитной автоматикой, дистанционным управлением отключающих устройств и аварийной сигнализацией. Такие ГРС обслуживают два оператора на дому. При возникновении неисправностей на ГРС в обе квартиры операторов передаются световые и звуковые нерасшифрованные сигналы, при получении которых дежурный оператор является на ГРС для устранения неисправностей. Дежурство одного оператора длится в течение суток, при этом в ГРС он находится около 4 ч. Дом оператора располагают на расстоянии 300...500 м от ГРС.

ГРС производительностью более 200 тыс.м^3/ч эксплуатируют с вахтенным обслуживанием. ГРС оснащено следующим технологическим оборудованием, располагаемым по ходу движения газа: входной кран узла отключения, блок очистки газа, нитки дросселирования и регулирования давления газа, расходомерная нитка, выходной отключающий кран. Схемы ГРС позволяют в аварийных случаях или при производстве ремонтных работ снабжать газом потребителей по обводной линии (байпасу) с ручным регулированием давления газа. Чтобы предотвратить образование гидратов в некоторых схемах ГРС, предусматривают подогрев газа в теплообменниках, которые в этом случае располагают перед дросселирующими нитками.

На ГРС устанавливают как регуляторы непрямого, так и прямого действия. В качестве регуляторов непрямого действия в настоящее время применяют регуляторы РДУ, разработанные ВНИПИгаздобыча. Из регуляторов прямого действия на ГРС применяют регуляторы РД, разработанные ВНИИгазом. Эти регуляторы показали высокую надежность работы при одноступенчатом дросселировании потока. Для автоматического предотвращения выхода регулируемого давления газа за допустимые пределы (т. е. для предотвращения недопустимого повышения и понижения давления в сетях потребителей) на ГРС предусматривают автоматические системы защиты. Большинство таких систем построено с использованием следующих двух принципов.

1. Системы с перестройкой режимов работы регуляторов давления. Эти системы предусматривают наличие рабочих и резервной ниток регулирования. На каждой нитке устанавливают регулирующий и контрольный клапаны. При нормальном режиме на рабочих нитках контрольные клапаны открыты, так как настроены на давление, несколько превышающее номинальное. Клапаны резервной нитки настроены на давление, несколько меньшее номинального, поэтому они закрыты. Следовательно, система работает по методу облегченного (теплого) резерва (когда резерв находится в неполном рабочем режиме). При аварийном открытии рабочего регулирующего клапана и росте выходного давления в работу включается контрольный клапан, который предотвращает недопустимое повышение давления и поддерживает

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

его постоянным. При аварийном закрытии регулирующего клапана и понижении давления в работу включается резервная нитка и снижение давления газа прекращается.

Защиту с контрольными клапанами целесообразно применять при дросселировании осушенного газа, а также в тех случаях, когда входное давление на ГРС меньше 2 МПа. При влажном газе возможно закупоривание гидратами не только проходных сечений на рабочих линиях дросселирования, но и «примерзание» плунжеров к седлам закрытых клапанов на резервных линиях из-за недостаточной герметичности их закрытия. В этом случае резервные линии выходят из строя и система защиты отказывает.

2. Следующий принцип защиты состоит в установке на каждой нитке редуцирования крана с пневмоприводом и программным управлением. При повышении регулируемого давления кран выключает нитку с отказавшим регулирующим клапаном, снижение давления предотвращает резервная нитка. Программа может осуществлять избирательное отключение поврежденных редуцирующих ниток и включение резервных. В этом случае при трех редуцирующих нитках одна из которых резервная, при нормальном режиме работают все нитки и все пневмокраны открыты. Таким образом, система работает по методу нагруженного (горячего) резерва, т. е. когда резерв находится в рабочем режиме. При аварийном открывании одного из регуляторов и повышении выходного давления система защиты подает команду на закрывание первой нитки. Если после ее перекрытия давление продолжает расти (следовательно, регулятор исправный), то закрывается кран на второй нитке, а на первой открывается. Если же при этом регулируемое давление перестает увеличиваться, то защита прекращает свое действие, так как при этом, очевидно, отказал регулятор второй нитки. Если, наконец, давление будет продолжать расти, то защита закроет третью нитку и откроет вторую. Такая система может работать и при четырех нитках.

Рациональным вариантом защиты при двух рабочих и одной резервной нитках является система с прямым переключением. В условиях нормальной работы краны на действующих нитках открыты, а на резервной — закрыты (облегченный резерв). В случае аварийного повышения выходного давления защита закрывает краны на рабочих нитках. При понижении давления кран на резервной нитке открывается. Если давление продолжает снижаться, то открываются краны на рабочих нитках. Повторный рост регулируемого давления вновь приводит к закрытию кранов на рабочих нитках.

Таким образом, при аварийном открывании регулятора, если потребление газа меньше его пропускной способности, начнет повышаться регулируемое давление и краны на рабочих нитках закроются. Это приведет к понижению давления и в работу будет включена резервная нитка, так как система защиты откроет на ней пневмокран. При росте потребления газа, когда оно превзойдет пропускную способность резервного регулятора, давление начнет снижаться и защитная система откроет пневмокраны на рабочих нитках. Давление увеличится до номинального и будет поддерживаться постоянным, так как в связи с большим расходом газа отказавшая нитка не сможет вызвать повышение его давления. При снижении потребления газа и росте выходного давления защита вновь перекроет рабочие нитки. Если на одной из рабочих ниток регулирующий клапан закроется (в результате аварии), то при большом потреблении газа начнет снижаться регулируемое давление и защита включит резервную нитку. Таким образом, эта защита обеспечивает поддержание регулируемого давления на заданном уровне при любых отказах в работе регулирующих клапанов.

Проект автоматизированной газо-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

распределительной станции с надомным обслуживанием, разработанный Мосгазпроектом, показан на рис. 8.9. Производительность ГРС 28 000 м^3/ч. Давление газа на вводе в ГРС: $p_{макс}$=5,5 МПа (изб.), $p_{расч}$=2,2 МПа (изб.). Давление на выходе $p_{вых}$= =1,2 МПа (изб.). На вводе в ГРС диаметр газопровода d_y=200 мм, диаметр выходного газопровода после одоризационной установки (на рис. 8.9 она не показана) d_y= =300 мм. Узел отключающих устройств располагается в отдельно стоящем кирпичном здании (4×3 м) на расстоянии 10 м от ГРС. Здесь размещается следующее оборудование. На входном газопроводе установлен кран для продувки, который имеет продувочную линию, включаемую в продувочную свечу *6*. На выходной линии из ГРС установлены два предохранительных сбросных клапана, предотвращающих недопустимое повышение давления после ГРС. Сброс газа из клапанов в атмосферу осуществляется через свечу *6*. В узле отключения предусмотрен байпас, выполненный из трубы d_y=150 мм с краном и задвижкой. Для отключения ГРС на входном и выходном газопроводах установлены краны с пневмоприводом и дистанционным управлением.

Технологическое оборудование ГРС, автоматика и КИП расположены в здании (6×20 в осях). Расходную нитку D_y=200 мм, прокладывают над землей на столбах. ГРС по периметру обносят ограждением. К ГРС запроектирована подъездная автомобильная дорога, соединяющая площадку с дорогой общего пользования.

После отключающего крана газ по трубе поступает в помещение ГРС и проходит через висциновые фильтры *4* и далее направляется в подогреватель газа *5*. Подогрев газа осуществляют для исключения образования кристаллогидратов при дросселировании газа на клапанах. После подогрева газ направляется к ниткам редуцирования. В проекте предусмотрены три нитки; две рабочих, одна резервная. Все нитки имеют одинаковое оборудование, которое установлено на каждой нитке по ходу газа в следующем порядке: кран *1* с пневматическим приводом D_y=100 мм и узлом управления; регулятор давления РД-80, разработанный ВНИИгазом, *2*, кран *3* со смазкой d_y=150 мм. Диаметр нитки редуцирования 150 мм. Для сброса газа от каждой нитки предусмотрены продувочные газопроводы с вентилями, объединенные в общую продувочную свечу. После дросселирования газ поступает в расходомерный газопровод, на котором установлена камерная диафрагма. Длина расходомерной нитки принята из условий стабилизации потока газа.

На входном и выходном газопроводах перед ГРС предусмотрена установка изолирующих фланцев.

Принципиальная схема автоматики и КИП для рассмотренной выше ГРС (см. рис. 8.9) показана на рис. 8.10. Система защиты от повышения давления на выходе из ГРС предусмотрена с применением кранов с пневматическим приводом и программным управлением. Для контроля параметров, характеризующих работу ГРС, предусмотрена установка контрольно-измерительных приборов как по месту, так и на щите.

Система защиты работает по принципу избирательного отключения поврежденных редуцирующих ниток и включения резервной нитки. Система обеспечивает защиту потребителей от повышения или понижения давления на выходе ГРС на ±10% номинального значения путем открытия или закрытия кранов с пневмоприводом. Давление газа на выходе из ниток редуцирования контролируется датчиками ДВ, установленными на приборном щите. Принцип работы системы следующий. При изменении давления до величины, на которую настроен данный датчик, он выдает команду на перестановку крана и одновременно включает соответствующий указатель «Авария» (УА), расположенный на щите, сирену и электри-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

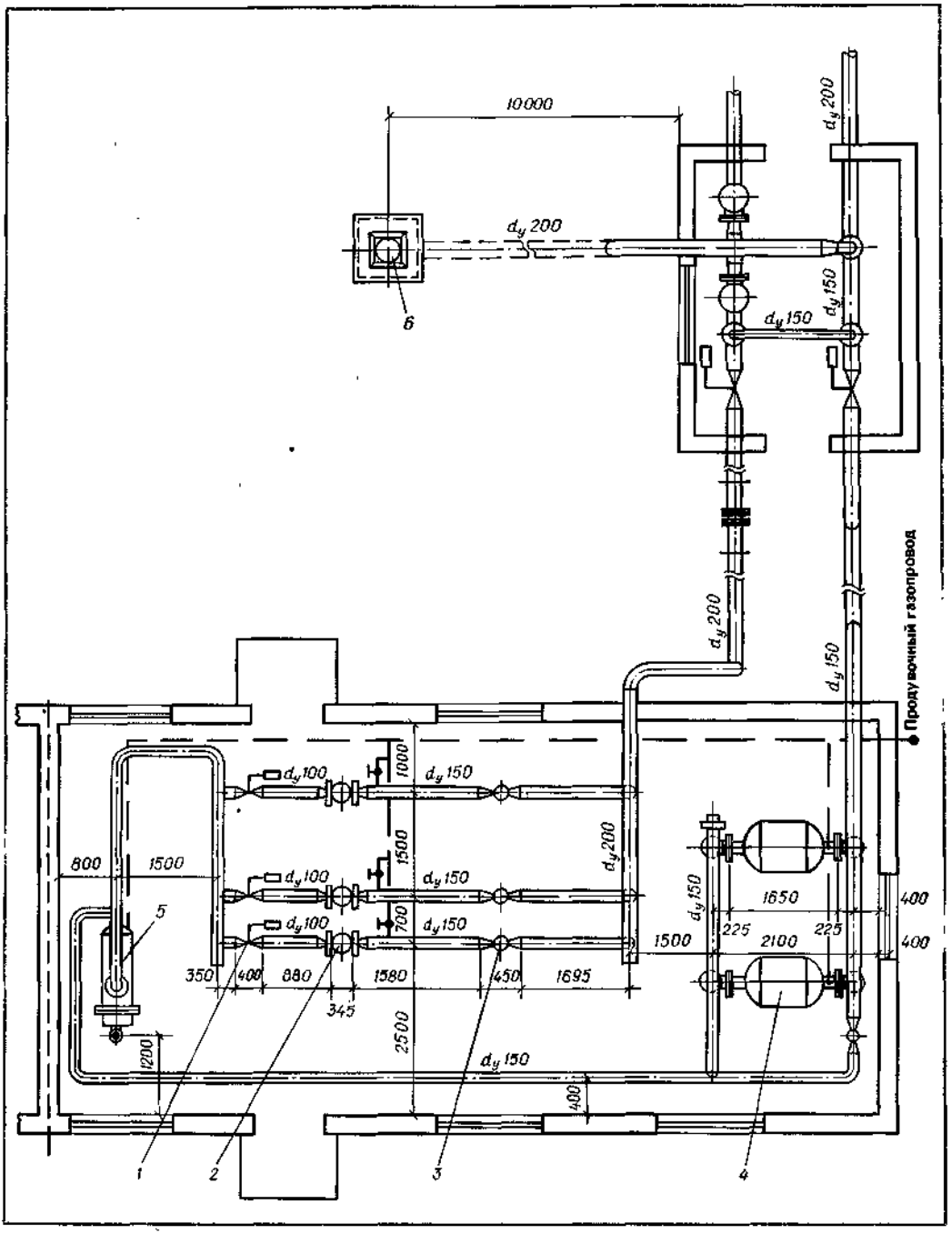


Рис. 8.9. Общая компоновка автоматизированной ГРС с надомным обслуживанием (помещения КИП и служб не показаны)

1 — кран с пневматическим приводом и узлом управления; *2* — регулятор давления РД-80; *3* — кран со смазкой; *4* — вкладышевые фильтры; *5* — подогреватель; *6* — продувочная свеча;

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

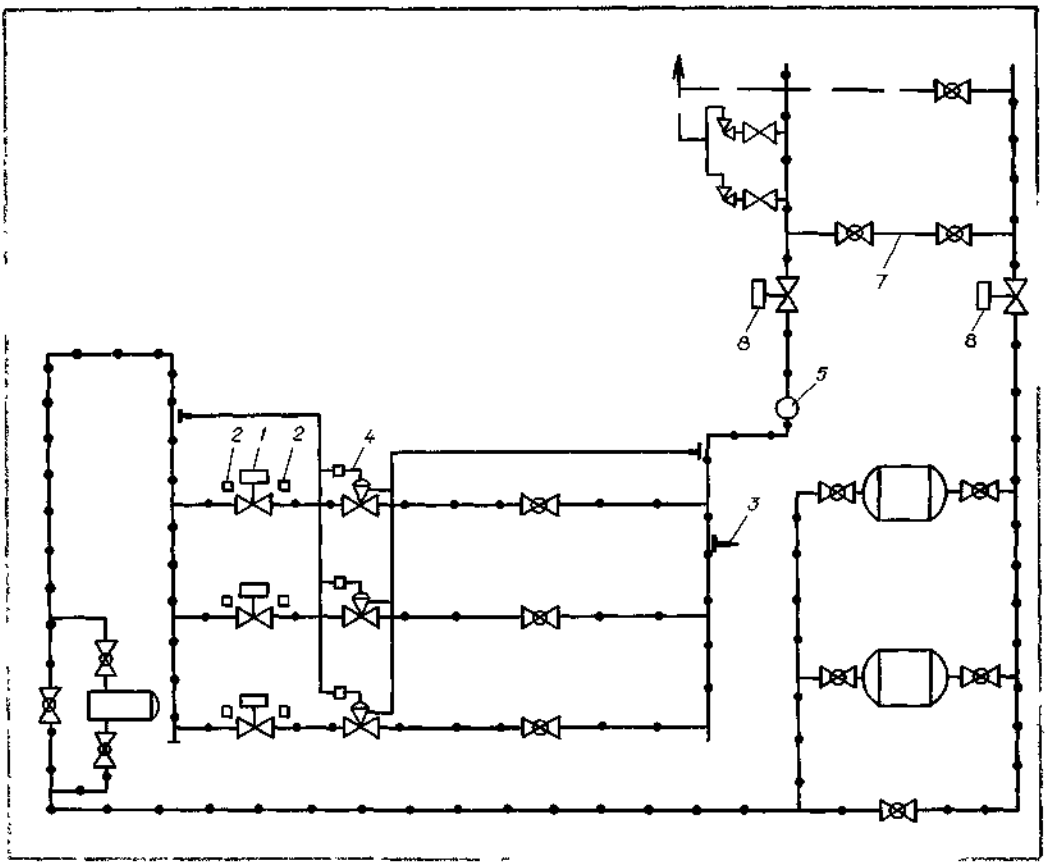


Рис. 8.10. Принципиальная схема автоматики ГРС
1 — пневматический кран управления, *2* — пневматический усилитель, *3* — отбор импульса давления на датчики ДВ пневматической системы защиты ГРС, *4* — регулятор давления РД 80 ВНИИГаза, *5* — камерная диафрагма, *6* — предохранительные сбросные клапаны, *7* — байпас с двумя отключающими устройствами, *8* — краны с пневмоприводом и дистанционным управлением

ческую сигнализацию в доме оператора. Если давление газа повышается до 1,05 $p_{ном}$, то замыкается контакт соответствующего датчика, в результате закрывается кран переключателя выбора режима и закрывается пневмокраном нитка редуцирования. При последующих переключениях в итоге закрывается нитка, регулятор которой аварийно открылся. При снижении давления до 0,95 $p_{ном}$ открывается резервная нитка.

8.4. Подогрев газа на ГРС

При определенных значениях температуры и давления в газе, насыщенном влагой, образуются кристаллогидраты. Зоной их образования является область, расположенная левее равновесных кривых (рис. 8.11) Если газ не насыщен влагой и парциальное давление водяных паров меньше упругости паров гидрата, то кристаллогидраты образовываться не будут. Для исключения гидратообразования при дросселировании газ подогревают в теплообменниках. Температура подогрева должна быть такой, чтобы влагосодержание насыщенного газа не опускалось ниже влагосодержания газа, поступающего на ГРС. В этом случае при дросселировании влага не будет выпадать из газа. Действительную температуру подогрева прини-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

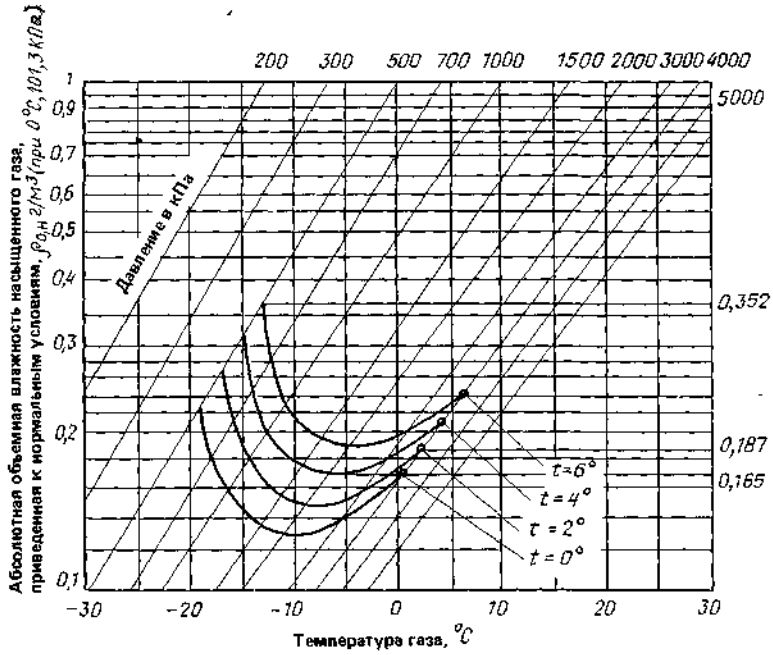


Рис. 8.11. Определение необходимой температуры нагрева газа в теплообменниках

мают несколько больше полученной из расчета. Теплообменники устанавливают на ГРС, в качестве теплоносителя используют горячую воду. При расчете используют зависимость влагосодержания насыщенного природного газа от давления и температуры.

Следует напомнить, что влагосодержание — это количество водяных паров, которое содержится в 1 кг (1 м^3) сухого газа. Так как водяной пар занимает весь объем смеси, влагосодержание можно определить как отношение плотности водяного пара к плотности сухого газа. Если пар в смеси находится в насыщенном состоянии, то его влагосодержание будет иметь максимальное значение. Если считать, что смесь водяных паров и газа подчиняется законам идеальных газов, тогда количество насыщенных водяных паров в 1 м^3 смеси и их парциальное давление полностью определяются температурой и не зависят от давления. В этом случае влагосодержание легко рассчитать по таблицам насыщенного водяного пара. Содержание водяных паров в сжатых горючих газах больше рассчитанного, так как поведение смесей водяного пара с природным газом отклоняется от законов идеальных газов и тем больше, чем выше давление смеси, ниже ее температура и больше молекулярная масса газа.

На графике (см. рис. 8.11) показана зависимость влагосодержания насыщенного природного газа от температуры при различных давлениях. В данном случае влагосодержание приведено к нормальным условиям, т. е. 0 °С и 101,3 кПа. График построен для природного газа. Влаго-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

содержание, отнесенное к 1 кг сухого газа ($W_м$), определяется отношением плотности пара $\rho_п$ к плотности сухого газа $\rho_{с.г}$, т. е. $W_м = \rho_п / \rho_{с.г}$. Если влагосодержание отнести к 1 м^3 сухого газа, тогда получим следующее соотношение:

$$W_v = W_м \rho_{с.г} = \rho_п.$$

Следовательно, влагосодержание W_v, отнесенное к 1 м^3, совпадает с абсолютной влажностью. Пересчет влагосодержания W_v на нормальные условия W_{0v} с учетом приведенного выше выражения производят следующим образом:

$$W_{0v} = W_м \rho_{0\,с.г} = W_м \rho_{с.г} \frac{\rho_{0\,с.г}}{\rho_{с.г}} =$$

$$= W_v \frac{p_0}{p_{см} - p_п} \frac{T_п}{T_0}, \quad (8.1)$$

где $\rho_{0\,с.г}/\rho_{с.г} = \frac{p_0}{p_г} \frac{T}{T_0}$; $\rho_{с.г}$, $p_г T_п \rho_{0\,с.г} \rho_0 T_0$ соответственно плотность, давление и температура газа, а также плотность, давление и температура при нормальных условиях.

Эту же формулу используют для определения действительного влагосодержания газа по влагосодержанию, отнесенному к объему при 0 °С и 101,3 кПа, который выбирают по графику (см. рис. 8.11) для заданных температуры и давления смеси насыщенного водяного пара и природного газа.

Пример 8.2. Определить влагосодержание насыщенного природного газа при температуре 0 °С и давлении 6 МПа (абс.) по таблицам водяного пара и по графику рис. 8.11.

Решение. Считая, что смесь водяного пара с природным газом подчиняется законам идеальных газов, влагосодержание насыщенного газа зависит только от температуры. По таблицам насыщенного водяного пара находим, что при $t = 0$ °С $\rho'' = W_v = 0{,}004847$ кг/м^3, $p_п = 0{,}612$ кПа. Следовательно, парциальное давление природного газа будет равно: $p_{газ} = 5999{,}388$ кПа.

По графику (см. рис. 8.11) абсолютная влажность при $t = 0$ °С и $p = 6$ МПа, $W_{0v} = 0{,}12$ г/м^3.

По формуле (8.1) приводим табличное значение влагосодержания к нормальным условиям:

$$W_{0v} = 4{,}847 \frac{101{,}3}{6000 - 0{,}612} \frac{273}{273} = 0{,}082 \text{ г/м}^3.$$

Приведенный расчет показывает отклонение парогазовой смеси от законов идеальных газов. Действительно, содержание насыщенных водяных паров в природном газе больше величины, подсчитанной в предположении, что парогазовая смесь подчиняется законам идеальных газов.

При дросселировании газа его объем увеличивается (газ расширяется). На преодоление сил межмолекулярного притяжения необходимо затратить определенную энергию, которая пойдет на увеличение потенциальной энергии взаимодействия молекул. Частично эта энергия компенсируется за счет уменьшения кинетической энергии теплового движения молекул газа, в результате чего температура газа снижается (положительный эффект Джоуля—Томсона). Снижение температуры при дросселировании [напомним, что этот процесс протекает при постоянной энтальпии (i=const)] характеризуют дифференциальным температурным эффектом дросселирования α:

$$\alpha = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_i.$$

Для природного газа в области значений давлений и температур, которые имеют место при его редуцировании на ГРС, среднее значение дифференциального дроссельного эффекта принимают равным: $\alpha = 5{,}5$ град/МПа. Таким образом, при дросселировании газа снижаются не только его давление, но и температура, соответственно изменяется и влагосодержание, насыщающее газ. Возможность выпадения конденсата при дросселировании можно определить графически (см. рис. 8.11). Для этого определяют температуру газа для промежуточных значений давления при дросселировании от начального до конечного давления. Температуру отсчитывают от температуры газа, поступающего на ГРС, считая, что при снижении давления газа на 1 МПа его температура снижается на 5,5 °С. По полученным данным на графике зависимости влагосодержания насыщенного газа от температуры и давления (см. рис. 8.11)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

строят кривую изменения состояния газа. Эта кривая дает зависимость влагосодержания насыщенного газа от давления и температуры, изменяющихся в процессе дросселирования. Если влагосодержание насыщенного газа, поступившего на ГРС, соответствующее его температуре точки росы, ниже полученной кривой, то газ в процессе дросселирования будет превращаться в ненасыщенный. Если же она будет выше минимального значения кривой, то из газа будет выпадать влага и образовываться кристаллогидраты. Для исключения гидратообразования газ необходимо подогреть на такую величину Δt, чтобы кривая влагосодержания насыщенного газа при дросселировании лежала выше влагосодержания насыщенного газа, поступающего на ГРС. Значение Δt определяют подбором, строя несколько кривых дросселирования для различных начальных температур.

Пример 8.3 Определить необходимый подогрев газа для предотвращения гидратообразования и рассчитать теплообменник при следующих данных: Q_0=20000 м^3/ч, $p_{нач}$= =4 МПа (абс.), $p_{кон}$=0,5 МПа (абс.).

Решение 1. Определим величину необходимого подогрева газа, считая, что точка росы газа, поступающего на ГРС, равна 0 °С. Промежуточные значения давления и температур при начальных температурах 0; 2; 4; 6 °С приведены в табл. 8.3 По данным приведенной таблицы на графике зависимости $W_{0v}=f(t,p)$ построены кривые изменения влагосодержания насыщенного газа при дросселировании для различных начальных температур, (рис. 8.11). Из рассмотрения рисунка следует, что при подогреве газа на 4 °С минимум кривой совпадает с начальной абсолютной влажностью насыщенного газа, поэтому минимальный подогрев, предотвращающий выпадение конденсата, составляет 4 °С. Если газ подогреть на 6 °С, то минимуму кривой будет соответствовать относительная влажность, равная:

$$\varphi=0,165/0,187=0,88,$$

а относительная влажность газа, выходящего из ГРС, составит

$$\varphi=0,165/0,325=0,47$$

Таким образом, температуру подогрева газа можно принять Δt=6 °С

2. Рассчитаем поверхность нагрева теплообменника. Первоначально определим количество теплоты Q, необходимой для нагрева газа:

Таблица 8.3. **Промежуточные значения давления и температуры при дросселировании газа от 4 до 0,5 МПа и различных начальных температурах (0; 2; 4 и 6 °С)**

Давление, МПа (абс.)	Температура газа, °С			
4	0	2	4	6
3,5	—2,75	—0,75	—1,25	3,25
3	—5,5	—3,5	—1,5	0,5
2,5	—8,25	—6,25	—4,25	—2,25
2	—11	—9	—7	—5
1,5	—13,75	—11,75	—9,75	—7,75
1	—16,5	—14,5	—12,5	—10,5
0,5	—19,25	—17,25	—15,25	—13,25

$$Q=Q_0\rho_0c_p\Delta t=\frac{20\,000}{3600}0,73\cdot2,5\cdot10^3\cdot6=$$

$$=61\,000\text{ Вт}=61\text{ кВт},$$

где Q_0 — расход газа, м^3/ч; ρ_0 — плотность газа при нормальных условиях, равная 0,73 кг/м^3; c_p — массовая теплоемкость газа при постоянном давлении, кДж/(кг·град), равная 2,5.

Для установки принимаем теплообменник ВНИИгаза. Коэффициент теплопередачи теплообменника k=175...230 Вт/(м^2·град). Среднюю логарифмическую разность температур рассчитаем при следующих температурах греющей воды: $t_г$=85 °С, $t_{охл}$=50 °С. В этом случае при противотоке большая и малая разности температур будут соответственно равны:

$$\Delta t_б=85-6=79\text{ °С};\ \Delta t_м=50-0=50\text{ °С};$$

$$\Delta t_{ср}=\frac{\Delta t_б-\Delta t_м}{2,3\ln\dfrac{\Delta t_б}{\Delta t_м}}=\frac{79-50}{2,3\ln\dfrac{79}{50}}=63\text{°С}.$$

Необходимая площадь поверхности теплообменника равна:

$$F=Q/k\Delta t_{ср}=61\,000/230\cdot63=4,15\text{ м}^2.$$

Принимаем теплообменник конструкции ВНИИгаза с площадью поверхности нагрева 5 м^2.

8.5. Управление гидравлическими режимами и технологическими процессами распределения газа

Газ из магистральных газопроводов поступает в городские распределительные сети и по ним доставляется к потребителям. Городские потребители: бытовые, коммунально-быто-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

вые и промышленные существенно отличаются друг от друга как по объемам потребляемого газа, так и по режимам его потребления. Для удовлетворения различных требований к подаче газа, как по режиму во времени, так и по его параметрам, необходима современная гибкая система управления технологическими процессами распределения газа, согласно требованиям потребителей. Это достигается прежде всего иерархическим построением газовых сетей, их автоматизацией и принятой системой присоединения потребителей к сетям различного иерархического уровня.

Газоиспользующие приборы и установки жилых зданий, большинство коммунально-бытовых потребителей присоединяют к сетям низкого давления, т. е. низшему иерархическому уровню системы газоснабжения. Необходимый гидравлический режим в этих сетях поддерживается автоматическими газорегуляторными пунктами, через которые поступает газ в сети низкого давления. Гидравлический режим верхнего иерархического уровня — сетей высокого и среднего давления определяется совместной работой газорегуляторных пунктов, расположенных на выходах из этих сетей, и газораспределительных станций, через которые газ поступает в сети. Таким образом, стабильный гидравлический режим городской системы газоснабжения обеспечивается совместной работой автоматических регуляторов давления, которые поддерживают постоянное давление газа в заданных точках системы, независимо от режима потребления газа. Следовательно, с изменением спроса на газ потребителями, связанного с их технологическими режимами, изменяется пропускная способность автоматических регуляторов давления, начиная от регуляторов потребителей и кончая регуляторами давления на ГРС, но давление в заданных точках сети сохраняется постоянным, что обеспечивает устойчивое газоснабжение.

Устойчивый режим газоснабжения будет обеспечен в том случае, если расходы газа потребителями не будут превосходить расчетные значения, а подача газа будет соответствовать спросу на газ. Но указанного выше соответствия спроса на газ и его подачи без специальных дополнительных систем добиться в течение всего года невозможно. Это связано с неравномерностью потребления газа и возникающей необходимостью балансирования подачи и потребления газа как в суточном, так и в годовом разрезах. Как это было показано выше, для балансирования газа и выравнивания графиков его потребления используют подземные хранилища газа, аккумулирующую емкость магистральных газопроводов и потребителей-регуляторов.

Из проведенного рассмотрения управление системой газоснабжения, имеющей иерархическое построение с помощью одних автоматических газорегуляторных станций оказывается невозможным. Кроме автоматического управления ГРП необходимо управление из центрального диспетчерского пункта. Основное назначение диспетчерского управления — это изменение режима, автоматически поддерживаемого регуляторами давления, при дибалансе спроса и подачи газа как локально в отдельных зонах системы, так и для всего города в целом. Эти дибалансы вызываются как режимными факторами, так и возникающими аварийными ситуациями. Для обеспечения устойчивого газоснабжения города диспетчер управляет потоками газа путем перенастройки регуляторов на другие значения регулируемого давления, перекрытия потока газа на отдельных участках с помощью задвижек, а также путем изменения подачи газа потребителям-регуляторам.

Такое управление в минимальном объеме возможно осуществлять с помощью службы эксплуатации, но при этом нельзя избежать (в отдельных случаях) ущерба, наносимого предприятиям от недоподачи газа, и нельзя оптимизировать гидравличес-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

кие режимы в сетях в целях получения экономического эффекта. Квалифицированно решить отмеченные выше задачи, а также обеспечить оптимальное управление технологическим процессом распределения газа возможно лишь при наличии автоматизированной системы управления технологическими процессами газоснабжения (АСУ ТП газоснабжения).

8.6. АСУ ТП газоснабжения

В комплекс программно-технических средств АСУ ТП газоснабжения входят: телемеханический и вычислительный комплекс на базе ЭВМ. АСУ ТП обеспечивает: контроль параметров и учет расхода газа, контроль состояния оборудования, управление автоматическими регуляторами давления и отдельными запорными задвижками, оптимизацию технологического режима распределения газа.

Централизированная станция АСУ ТП размещается на диспетчерском пункте. Это вычислительный комплекс, в состав которого входят ЭВМ, дисплей, печатающее устройство. Дисплей является пультом управления и находится непосредственно на столе перед диспетчером. Вычислительный комплекс с помощью линии связи соединен с аппаратурой, размещаемой на контролируемом пункте (КП). На КП установлены датчики телеизмерений, устройства дистанционного управления настройкой регуляторов давления и дистанционного управления закрыванием и открыванием задвижек, а также приемно-передающее устройство.

В качестве линий связи используют двухпроводные телефонные линии, арендуемые у городской телефонной сети. Каждый сигнал передается импульсами постоянного тока. Селекция сигналов обеспечивается изменением полярности электрического тока, величиной напряжения и длительностью. Различные комбинации сигналов обеспечивают необходимую связь в АСУ ТП. АСУ ТП газоснабжения выполняет информационные, управляющие и вспомогательные функции.

К информационным функциям относятся: а) сбор, первичная обработка и хранение информации о гидравлическом режиме газовых сетей (режимы давлений, режимы потребления и подачи газа); б) расчет по программам требуемых технологических режимов и определение отклонения требуемых значений параметров от измеренных значений; в) расчет технологических показателей распределения газа, суточных графиков потребления газа и интегральных показателей потребления, определение отклонений этих показателей от лимита газопотребления; г) диагностика состояния технологического оборудования, выявление отклонений состояния и режимов работы оборудования от нормальных значений; д) обнаружение крупных утечек газа в сетях высокого и среднего давлений по резкому росту расхода и падению давления газа в аварийных зонах; е) подготовка и передача требуемой информации.

Управляющими функциями являются следующие: а) управление гидравлическими режимами на базе расчета потокораспределения на ЭВМ, обеспечивающее установление минимально необходимого давления газа перед ГРП. Такие режимы разрабатываются на основании измеренных давлений в характерных точках СВД (ССД) и режимов газопотребления. Режимы потребления газа проходят математическую обработку, в результате которой создаются прогнозные модели. Поддержание такого режима облегчает работу регулирующего оборудования сетей, позволяет более точно поддерживать требуемое давление в сетях и способствует исключению перерасхода газа потребителями; б) управление распределением ограниченных ресурсов природного газа, соответствующих плановым лимитам газа, отпускаемых городу, в целях минимизации снижения эффективности работы промышленных предприя-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

тий. Близкой к приведенной выше задаче является управление распределением газа при нерасчетных похолоданиях и возникновениях аварийных ситуаций; в) управление регуляторами давления, которые подают газ в сети низкого давления, в целях приближения давления газа перед горелками потребителей к номинальному значению, что обеспечивает экономию в расходовании газа за счет оптимизации КПД газовых приборов.

К вспомогательным функциям в основном относятся следующие: а) контроль состояния технических средств системы; б) хранение информации; в) обеспечение связи с информационной базой данных.

Режимы функционирования АСУ ТП газоснабжения. Система может функционировать в двух режимах; автоматическом и оперативном. В автоматическом режиме работа ведется по управляющей программе, которая предусматривает опрос всех КП в целях получения информации об обстановке на КП и по измеряемым параметрам. При получении сообщения об аварийной ситуации автоматически включается звонок, посылаются сигналы, вводится сообщение об аварии на дисплей и регистрируется. Измеренные параметры (давления и расходы) обрабатываются и выводятся на экран дисплея. Цикл опроса всех КП осуществляется за 5 мин. Каждый час полученная информация регистрируется на печатающем устройстве, расходы газа фиксируются интегральные — за час. В управляющей программе имеются необходимые дополнительные сведения о КП.

Оперативный режим позволяет диспетчеру вести опрос любого КП. Сервисное программное обеспечение позволяет получить графики потребления газа объектом или всем городом на дисплее с дополнительными сведениями о лимитах потребления и соответствии использованного газа его лимиту. Можно получить справочную информацию по участкам газопроводов, об их диаметрах, длинах и другие характеристики.

В настоящее время проводится большая работа по созданию и совершенствованию АСУ ТП газоснабжения, а также внедрение разработок в газовых хозяйствах городов. Так функционируют АСУ ТП в городах Ворошиловграде, Владимире, Свердловске. Строятся АСУ ТП и в других городах. Вместе с тем следует отметить, что еще нет четких представлений о наилучших системах, которые должны иметь преимущественное распространение. В настоящем параграфе приведены обобщенные данные, характеризующие современные системы АСУ ТП, которые в основном базируются на системах, эксплуатируемых в городах Ворошиловграде и Владимире.

Глава 9
Надежность распределительных систем газоснабжения

9.1. Основные понятия. Критерии надежности

Под надежностью распределительной системы газоснабжения понимают способность транспортировать потребителям необходимые количества газа с соблюдением заданных параметров при нормальных условиях эксплуатации в течение определенного периода времени. Характерной чертой распределительных газовых сетей является то, что они представляют собой системы длительного действия. Распределительные системы растут с ростом городов и промыш-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ленных объектов, расширяются, реконструируются, износившиеся узлы и элементы заменяются новыми, а существуют системы так долго, пока не появится новый энергоноситель, способный заменить газ. Расчетное время, которое закладывается при обосновании надежности, должно быть таким, чтобы за этот период не было существенной реконструкции систем, направленной на повышение ее надежности.

Например, для развивающегося населенного пункта с растущей промышленностью проектируемые очереди строительства системы газоснабжения должны иметь различные расчетные показатели надежности. На первый период может быть предусмотрена тупиковая схема, надежность которой в течение небольшого времени может оказаться достаточной. В следующей очереди строительства необходимо ввести резервирование системы в виде кольцевания сетей или дублирования элементов, что повысит надежность и обеспечит ее должный уровень на длительное время. При дальнейшем развитии системы ее надежность следует уточнять расчетами с учетом введения нового резерва, произведенных реконструкций и изменившихся значений параметра потока отказов элементов.

Другой отличительной особенностью распределительных систем является их социальный характер, так как они обслуживают людей и обеспечивают их нормальную жизнедеятельность. Социальное значение отказов системы должно учитываться в первую очередь. Современные распределительные системы проектируют и строят как единые системы, подающие газ бытовым, коммунально-бытовым и промышленным потребителям. Сети низкого давления обеспечивают газоснабжение селитебной территории, но их надежность также определяется надежностью высокой ступени давления, так как газ они получают от высокой ступени. Следовательно, надежность распределительной системы в целом определяет надежность газоснабжения всех потребителей, включая бытовых потребителей.

Социальный характер систем заключается в том, что при аварийных отказах и прекращении подачи газа потребителям имеет место не только экономический, но и моральный ущерб. Экономический ущерб связан с нарушением работы коммунально-бытовых и промышленных предприятий. Прекращение подачи газа источникам теплоснабжения (отопительным котельным, источникам местных систем отопления, газовым отопительным калориферам и приборам) кроме экономического ущерба приносит ущерб и социального характера. Социальное значение прекращения подачи газа на отопление зданий и нарушение вследствие этого работы систем отопления состоит в том, что снижение температуры воздуха в помещениях приводит к нарушению нормальной жизнедеятельности людей. Нарушаются условия отдыха и труда населения, увеличивается число заболеваний. В результате снижения количества работающего населения увеличиваются затраты в сфере здравоохранения и социального обеспечения. Прекращение подачи газа для приготовления пищи снижает жизненный тонус людей, нарушает ритм жизни и питания, что также способствует заболеваниям и отрицательно воздействует на состояние организма человека.

Принципиально возможно обосновать уровень надежности из технико-экономического расчета путем сравнения ущерба от отказов системы с дополнительными затратами, связанными с повышением надежности. Вместе с тем ущерб от социальных последствий отказа определить с необходимой точностью не представляется возможным. Социальные последствия можно оценить лишь качественно, но их значение весьма велико и поэтому социальное значение отказов должно быть заложено в оценку надежности распределительных систем газо-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

снабжения. При оценке надежности системы следует исходить из принципиальной недопустимости отказов, считая, что отказ системы приводит к непоправимым для выполнения задачи последствиям.

Распределительные системы имеют двойственный характер. С одной стороны, исходя из социального значения газоснабжения отказы системы необходимо считать принципиально недопустимыми. Системы должны работать непрерывно и безотказно. Отсюда необходимо устанавливать высокий уровень надежности, который определяет структурное резервирование принципиальной схемы. При отказах элементов система переходит на аварийный гидравлический режим, газ подают большинству потребителей, но, учитывая кратковременность аварийной ситуации, его количество может быть уменьшено по сравнению с расчетным значением, что составляет вторую сторону характера системы. Лимит подачи газа в аварийных ситуациях определяет резерв мощности (пропускной способности) системы.

В теории надежности технических устройств основным понятием для оценки работоспособности элемента или системы является вероятностная оценка безотказной работы в течение заданного периода времени t. Следовательно, основное понятие синтезирует вероятностный и временной подходы к оценке надежности. Продолжительность работы элемента определяется рядом случайных факторов, имевших место при проектировании, строительстве, приемке в работу, и факторов, воздействующих на него в процессе эксплуатации. Воздействие случайных факторов не поддается точному учету, поэтому детерминированная оценка времени работы заменяется вероятностной — законом распределения времени работы.

Основным критерием надежности для невосстанавливаемых систем является вероятность их безотказной работы в течение заданного времени $P(t)$. Надежность сложных технических систем оценивается вероятностным показателем, более полно характеризующим систему с точки зрения ее выходного эффекта,— показателем качества функционирования системы, являющимся математическим ожиданием характеристики качества функционирования. Эти показатели и определяют необходимое структурное резервирование систем.

При аварийном гидравлическом режиме резервированных систем, когда из работы системы выключается какой-либо элемент, ее пропускная способность падает, и наиболее неблагоприятно расположенным потребителям подача газа может быть недопустимо снижена. Такое положение приводит к отказу системы. Для исключения отказа производится расчет системы при наиболее напряженных гидравлических режимах, соответствующих отказам наиболее ответственных элементов. При гидравлических расчетах всем потребителям подается допустимый лимит газа, который является вторым детерминированным показателем при расчете надежности. Лимит подачи газа обосновывается из анализа потребителей и определяет резерв пропускной способности системы.

Следующей особенностью распределительных систем газоснабжения, определяющей специфический подход к решению проблемы надежности, является ограниченные возможности резервирования. Газовые сети как высокого, так и низкого давления имеют ничтожно малую аккумулирующую способность (примерно 3...4% максимально часовой пропускной способности), поэтому связь между подачей газа в сеть и его потреблением является практически жесткой. Это приводит к тому, что емкость сети не сказывается на надежности газоснабжения и не может служить резервом для повышения надежности системы. Рассредоточенность потребителей газа у распределительных систем существенно ограничивает возможность использования аварийных источников газа. Аварийные источни-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ки могут быть использованы для повышения надежности лишь основных линий высокого давления или отдельных наиболее ответственных потребителей. Основными средствами резервирования являются кольцевание сетей и дублирование отдельных ее участков.

Для сокращения ущерба при отключении потребителей от газовой сети в аварийных ситуациях необходимо так ее запроектировать, чтобы недоподача газа была небольшая. Этого достигают путем секционирования сети на участки так, чтобы к каждому участку было присоединено ограниченное количество потребителей. Правильным секционированием можно существенно повысить показатель качества функционирования сложной технической системы.

Существуют два основных пути повышения надежности газоснабжающих систем. Первый путь — это *повышение надежности и качества элементов,* из которых состоит система. Здесь имеется в виду использование для изготовления труб и оборудования материалов с лучшими показателями (стали с повышенными прочностными характеристиками, более долговечные изоляционные материалы и пр.), повышение требований к качеству конструкций и изготовлению изделий (труб, задвижек, оборудованию газопроводов), повышение качества строительно-монтажных работ и повышение требований к контролю качества строительства. Для повышения надежности газоснабжающих систем используют прежде всего этот путь, который реализуют при конструировании, изготовлении и приемке элементов и узлов в эксплуатацию. Но когда исчерпываются технические возможности повышения качества элементов или когда дальнейшее повышение качества оказывается экономически невыгодным, тогда идут по второму пути — пути *резервирования.* Второй путь необходим, когда надежность системы должна быть выше надежности элементов, из которых она состоит.

Как отмечалось выше, надежность элементов и систем оценивается вероятностно-временными характеристиками их работоспособности. Вероятностная природа случайных величин выражается законом распределения, который устанавливает связь между возможными ее значениями и соответствующими им вероятностями. Закон распределения случайной величины ξ наиболее полно отражается функцией распределения

$$F_\xi(x) = P(\xi < x)$$

Функцией распределения случайной величины называется вероятность того, что ξ примет значение меньшее, чем x. Функция распределения $F_\xi(x)$ является неубывающей функцией аргумента x, следовательно, при $x_2 > x_1 F_\xi(x_2) \geqslant F_\xi(x_1)$. При величине минус бесконечности функция делается равной нулю, а при плюс бесконечности она равна единице $F_\xi(+\infty) = 1$.

Для дискретных случайных величин функция распределения является разрывной, ступенчатой функцией. Каждая ступенька соответствует возможным значениям случайной величины, а ее высота равна вероятности этих значений. Сумма всех скачков функции равна единице. Для непрерывных случайных величин функция распределения также непрерывна. Функция распределения полностью характеризует случайную величину с вероятностной точки зрения. Примером функции распределения непрерывной случайной величины может служить время работы неремонтируемого элемента до отказа (например, время работы мембраны регулятора давления газа). Среднее время работы, характеризующее средний уровень качества элемента, определяется математическим ожиданием времени работы элемента до отказа (время жизни). Но в силу случайной природы время жизни каждого конкретного элемента (мембраны) будет в той или иной степени отличаться от среднего значения. Это отличие и отражает закон распределения.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

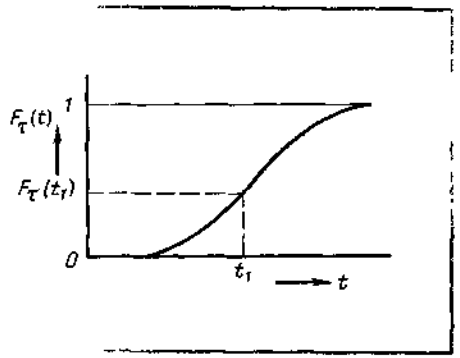


Рис. 9.1. Функция распределения времени жизни неремонтируемого элемента

Примерный вид функции распределения случайной величины τ— времени жизни неремонтируемого элемента показан на рис. 9.1. В начальный период работы вероятность отказов мала и значение $F_\tau(t)$ растет медленно. В средней части кривая поднимается круто. Чем больше крутизна кривой, тем меньшим разбросом характеризуются показатели качества изготовления элементов В своей конечной части кривая также весьма полога, так как вероятность длительной работы элемента значительно больше средней величины весьма мала. Вероятность того, что время жизни элемента будет меньше t_1, определяется функцией $F_\tau(t_1)$, следовательно, $F_\tau(t)$ характеризует надежность элемента, так как $F_\tau^{(t)}$ есть вероятность отказа элемента до момента t:

$$F_\tau(t)=P(\tau<t).$$

Вероятность безотказной работы элемента больше времени t определяется выражением

$$P_\tau(t)=1-F_\tau(t)=P(\tau>t).$$

Эта вероятность называется *функцией надежности.* Она является основным критерием надежности, характеризующим безотказность работы элемента (системы) в течение заданного периода времени. Безотказность сложных технических систем, к которым относятся распределительные системы газоснабжения, характеризуется более сложным вероятностным показателем — *показателем качества функционирования.*

Часто закон распределения непрерывной случайной величины задают в виде функции плотности распределения $f(t)$, которая связана с функцией $F(x)$ соотношениями:

$$f(x)=F'(x) \text{ и}$$

$$F(x)=\int_{-\infty}^{x} f(x)dx\ .$$

Среднее время жизни (безотказной работы) элемента определяют как математическое ожидание $M\tau$ случайной величины τ:

$$T_0=M\tau=\int_0^\infty tf(t)dt \text{ или } T_0=\int_0^\infty P(t)dt\ .$$

Надежность характеризуется *долговечностью* — свойством сохранять работоспособность до предельного состояния с допустимыми перерывами или без них при техническом обслуживании и ремонтах. Как отмечалось выше, распределительные системы газоснабжения являются системами длительного действия, причем длительность их работы на перспективу не устанавливается. Они существуют и развиваются, пока существует город или населенный пункт или пока для энергоснабжения города не будет использован другой энергоноситель, требующий иную систему распределения. Поэтому долговечность не может служить характеристикой надежности системы газоснабжения.

Долговечностью характеризуют надежность элементов системы: труб, арматуры, оборудования и пр. Срок службы элементов газовой сети выбирают таким, чтобы исключить фактор старения. Это вытекает из требований безопасности пользования системой. Так, в конструкции газопроводов имеются элементы (например, изоляция), которые стареют. Долговечность конструкции определяют по

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

сроку службы наименее долговечного элемента. Для газопроводов срок службы выбирают таким, чтобы изоляция еще обеспечивала его достаточную защиту от коррозии. Таким образом, понятие долговечности не сказывается на обосновании схемы распределительной системы и выбора резерва. Долговечность определяет сроки между капитальными ремонтами.

Системы газоснабжения — ремонтируемые системы. Поэтому они характеризуются *ремонтопригодностью* — свойством, заключающимся в приспособленности системы к предупреждению, обнаружению и устранению отказов и неисправностей путем проведения технического обслуживания и ремонтов. Основным показателем ремонтопригодности системы газоснабжения является время восстановления отказавшего элемента $\tau_р$.

Для возможности оценки надежности системы прежде всего необходимо точно сформулировать понятие отказа элемента, рассмотреть физические и вероятностные условия возникновения отказов. Вообще отказ элемента — это нарушение его работоспособности, для восстановления которой необходим ремонт с отключением элемента из системы. Однако не всякое отключение элемента приводит к отказу системы. Если отключение произвести в период спада нагрузки, в нерабочие дни промышленных предприятий, тогда это отключение не скажется на газоснабжении потребителей. Поэтому под отказом элемента исходя из условий работоспособности системы будем понимать *внезапный отказ,* когда необходимо срочное отключение элемента. Такой отказ приведет к нарушению работы системы, к материальному и моральному ущербу.

Причинами отказов, связанных с нарушением прочности элементов, являются случайные совпадения перегрузок на ослабленных местах элементов, следовательно, природа отказов носит вероятностный характер.

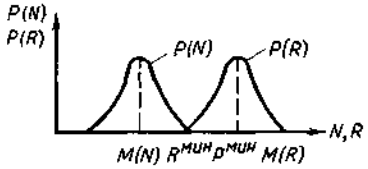


Рис. 9.2. Кривые распределения внешних воздействий N в несущей способности трубопровода R

Прочность элемента определяется значениями ряда независимых случайных величин, каждая из которых имеет свой закон распределения. В большинстве случаев законы распределения являются нормальными, так как значение величины зависит от большого числа, близких по своему влиянию случайных факторов. Например, снижение прочности сварного шва может быть связано с непроваром, наличием шлаковых включений и других причин, которые, в свою очередь, зависят от квалификации сварщика, качества используемых электродов, условий сварки и т. д.

На рис. 9.2 показаны законы распределения несущей способности элемента R и нагрузки на элемент N. Здесь несущая способность и нагрузка рассматриваются как случайные величины. Отношение математических ожиданий этих величин R и N дает запас прочности, принятый при проектировании элемента. Однако хотя и с малой, но учитываемой вероятностью может наблюдаться случай, когда $N^{макс} > R^{мин}$, т. е. произойдет разрушение элемента, наступит отказ. Следовательно, второй особенностью отказов является то, что они относятся к категории редких событий. Таким образом, главные свойства отказов заключаются в том, что они представляют собой случайные и редкие события. Эти свойства характеризуют не только отказы, связанные с нарушением прочности,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Рис. 9.3. Зависимость интенсивности отказов от времени

но и все отказы. Если нарушение работоспособности элемента не является случайным событием, следовательно, его можно предусмотреть и учесть в расчетах.

Одной из важнейших характеристик надежности элементов является интенсивность отказов λ, которую можно определить как вероятность, того, что элемент, проработавший безотказно время t, откажет в последующий момент dt. Из теории вероятностей известно, что вероятность совместного появления двух событий или вероятность их произведения равна произведению вероятности одного из них на условную вероятность другого при условии, что первое событие произошло:

$$P(AB)=P(A)\ P(B/A).$$

Будем считать событием A безотказную работу элемента в течение времени $(0,\ t)$. Вероятность этого события будет $P(A)=P(0,t)$. За событие B примем безотказную работу элемента в течение времени $(t,\ t_1)$ при условии, что он безотказно проработал время $(0,t)$, т. е. при условии, что произошло событие A. Вероятность такого события есть условная вероятность $P(B/A)=P(t,t_1)$. Вероятность совместного появления событий A и B, т. е. вероятность безотказной работы элемента за время $(0,\ t)$, равная произведению вероятностей

$$P(AB)=P(A)P(B/A)$$

или

$$P(0,\ t_1)=P(t_1)=P(0,t)P(t,t_1)=P(t)P(t,t_1).$$

Отсюда вероятность безотказной работы элемента за время $(t,\ t_1)$ при условии, что он безотказно проработал время $(0,\ t)$, равна:

$$P(t,t_1)=P(t_1)/P(t).$$

Вероятность отказа за (t,t_1) как противоположного события определяется выражением

$$F(t\ ,\ t_1)=1-P(t\ ,\ t_1)=\frac{P(t)-P(t_1)}{P(t)}=$$
$$=\frac{P(t)-P(t+\Delta t)}{P(t)}$$

Переходя к бесконечно малым величинам, получим

$$F(t\ ,\ t+dt)=-\frac{dP(t)}{P(t)}=$$
$$=-\frac{P'(t)}{P(t)}\,dt=\lambda(t)dt\ .$$

Следовательно, вероятность отказа за бесконечно малое время dt, если до этого момента элемент безотказно работал, равна:

$\lambda(t)dt$, где

$$\lambda(t)=-\frac{P'(t)}{P(t)}=-\frac{1}{P(t)}\frac{dP(t)}{dt}$$

является интенсивностью отказов элемента. Она представляет собой локальную характеристику надежности или вероятность того, что элемент, проработавший безотказно в течение времени t, откажет в следующую единицу времени, если эта единица мала.

Функция $\lambda(t)$ может быть приближенно определена экспериментально путем испытания N элементов. Если до момента t не отказало $n(t)$ элементов, тогда при достаточно большом значении N и достаточно малом значении Δt можно написать:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\lambda(t)=-\frac{P'(t)}{P(t)}\approx\frac{P(t)-P(t+\Delta t)}{\Delta t\,P(t)}\approx$$

$$\approx\frac{\frac{n(t)-n(t+\Delta t)}{N}}{\Delta t\,\frac{n(t)}{N}}=\frac{\Delta n}{\Delta t\,n(t)},$$

где Δn — число отказов за время Δt.

Экспериментально определенная величина $\lambda(t)$ представляет собой удельную частоту отказов. Многочисленные опытные данные показывают, что функция $\lambda(t)$ для многих элементов систем имеет три характерных периода (рис. 9.3). Первый период от 0 до $T_п$ является *периодом приработки,* когда отказывают те элементы, которые имели скрытые дефекты. Этот период характеризуется высокой интенсивностью отказов, которая, однако, быстро уменьшается, и после момента $T_п$ сохраняется постоянной. Второй период — это период *нормальной работы.* Он является основным и характеризуется постоянной интенсивностью отказов. После определенного периода эксплуатации, начиная с момента $T_и$, на отказах элементов начинают сказываться их износ и старение, и элемент переходит в третий период — *период старения.* В этот период интенсивность отказов элемента растет.

Рассмотренная зависимость λ от времени строго справедлива для неремонтируемых изделий. Элементы системы газоснабжения ремонтируемые. Но рассмотренная закономерность является справедливой для вновь запущенной системы, до первых отказов ее элементов. Все элементы системы газоснабжения до пуска в эксплуатацию проходят испытания и наладку. В течение этого периода обнаруживают и устраняют все дефекты. Поэтому период приработки $(0...T_п)$ для системы газоснабжения можно не учитывать. Ввиду опасности, возникающей при отказах (утечка газа, образование взрывчатых смесей, пожары и т. п.), срок службы элементов принимают меньше $T_и$, следовательно, в расчетах систем газоснабжения интенсивность отказов можно принимать постоянной.

При величине $\lambda=\text{const}$ вероятность безотказной работы элемента за время t определяется так:

$$\lambda dt=-\frac{dP(t)}{P(t)};\quad \lambda t=-\ln P(t),$$

так как при $t=0$; $P(t)=1$.

Отсюда вероятность безотказной работы за время t равна:

$$P(t)=e^{-\lambda t}.$$

Таким образом, можно считать, что функция надежности элементов систем газоснабжения подчиняется экспоненциальному закону.

Вероятность отказа элемента за время t (ненадежность) равна:

$$F(t)=1-e^{-\lambda t}$$

а плотность вероятности отказов

$$F'(t)=f(t)=\lambda e^{-\lambda t}.$$

Рассмотренные характеристики относятся к невосстанавливаемым элементам и используются при разработке оценок надежности ремонтируемых изделий.

9.2. Отказы восстанавливаемых элементов. Поток отказов

Работа элемента системы газоснабжения представляется следующим образом. Элемент работает до отказа. После отказа его выключают из системы, ремонтируют (заменяют) и вновь включают в работу. Математическая модель процесса функционирования элемента показана на рис. 9.4. В любой момент времени t элемент может находиться или в состоянии исправности, или в состоянии отказа. Сам процесс функционирования представляется чередующейся последовательностью величины: ξ_1, τ_1, ξ_2, τ_2,..., ξ_i, τ_i, где ξ_i — длительность i-го периода исправной работы, а τ_i — длительность i-го ремонта (периода отказа). Последовательность отказов элемента во времени составляет поток отказов. Поток отказов характеризуется параметром потока отказов ω, который является аналогом интенсивности отка-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

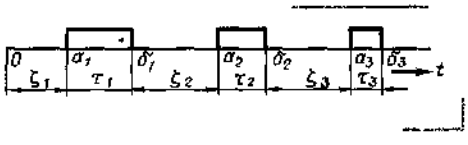


Рис. 9.4. Математическая модель процесса функционирования элемента
a_1, a_2, a_3 — моменты отказов, δ_1, δ_2, δ_3 — моменты включения элемента в работу после ремонта (или замены), ζ_i — длительность периода работы, τ_i — длительность ремонта

зов λ. Для потоков отказов ординарных и не имеющих последействия эти понятия совпадают. Вместе с тем они имеют различную природу: $\omega(t)$ приближенно равно безусловной вероятности отказа элемента за единицу времени (которая достаточно мала), а λt является условной вероятностью отказа за единицу времени при условии, что элемент проработал безотказно до момента t.

Рассмотрим основные характеристики ремонтируемых изделий. Предположим, что имеется возможность наблюдать за состоянием N одинаковых участков газопроводов, каждый из которых длиной l (км), или за состоянием N задвижек, установленных на газопроводах, в течение t лет. За это время на каждом участке газопровода или на каждой задвижке было обнаружено по $m_i(t)$ повреждения (отказов), которые были устранены. В таком случае среднее число отказов до наработки t будет:

$$m_{ср}(t)=\sum_{i=1}^{N} m_i(t) / N$$

В пределе при очень большом числе наблюдаемых объектов получаем характеристику потока отказов

$$H(t)=\lim_{N\to\infty}\sum_{i=1}^{N} m_i(t) / N .$$

Для газопроводов и их оборудования период приработки отсутствует, так как возможные дефекты обнаруживают во время испытания при приемке, и функцию $H(t)$ можно считать линейной: $H(t)=\omega t$.

Здесь величина $\omega=\text{const}$ — *параметр потока отказов*. Его определяют экспериментально или из статистических данных повреждений, фиксируемых эксплуатирующими службами. Если за время наблюдения (обычно Δt принимают равным одному году) каждый элемент из N наблюдаемых отказал m_i раз, тогда

$$\omega=\sum_{i=1}^{N} m_i / N\Delta t .$$

Величину, обратную параметру потока отказов $T=1/\omega$, измеряемую в годах (часах), называют *наработкой на отказ*. Величина T — это среднее время работы элемента (участка газопровода, задвижки, компенсатора и т. д.) между отказами. Параметр потока отказов газопроводов обычно относят к 1 км длины. В этом случае

$$\omega=\omega_r l,$$

где ω_r — параметр потока отказов, отнесенный к 1 км и измеряемый в 1/(год·км), l — длина газопровода, км

Современный уровень строительства, контроля качества строительно-монтажных работ, а также эксплуатации газовых сетей обеспечивает весьма малую величину параметра потока отказов. Малая вероятность отказов газовых сетей является также следствием простоты их конструкций и статического режима работы, при котором они не несут предусмотренных расчетом знакопеременных и инерционных нагрузок. Отказы возникают при случайном совпадении повышенных нагрузок на ослабленных элементах, поэтому отказ является случайным и редким событием. Случайные отказы элементов системы газоснабжения относят к простейшему потоку случайных событий или однородному процессу Пуассона. Такие процессы характеризуются стационарностью, отсутствием последействия и ординарностью. Покажем, что

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

эти условия выполняются и для систем газоснабжения.

Стационарности отвечает такой поток случайных событий, когда вероятность наступления определенного их числа на заданном промежутке времени зависит от длительности рассматриваемого промежутка, но не зависит от его сдвига на ту или иную величину по оси времени. В процессе эксплуатации параметр потока отказов элементов систем газоснабжения сохраняется примерно постоянным. Следовательно, число отказов пропорционально рассматриваемому промежутку времени и не зависит от его сдвига в пределах времени эксплуатации. Таким образом, элементы системы газоснабжения обладают свойством *стационарности*. Если элемент характеризуется отсутствием последействия, то это значит, что отказы возникают независимо друг от друга. Распределительные газопроводы проектируют таким образом, чтобы разрыв одного участка газопровода не мог послужить причиной повреждения другого. При выключении из работы параллельного, кольцующего участка или оборудования расходы газа через другие участки возрастают, но при этом давление в городской сети не увеличивается, поэтому не увеличивается и нагрузка на трубу. Из изложенного следует, что системы газоснабжения не имеют *последействия*. *Ординарностью* обладают такие системы, у которых практически невозможно появление двух или нескольких отказов за малый промежуток времени. Системы газоснабжения обладают свойством *ординарности*. Вероятность m отказов за время t в простейшем потоке событий $P_m(t)$ распределяется по закону Пуассона

$$P_m(t)=\frac{(\omega t)^m}{m!}e^{-\omega t}\quad m=0,\ 1,\ 2$$

Вероятность того, что в интервале времени t не будет ни одного отказа, равна:

$$P_0(t)=e^{-\omega t}=P(t).$$

Эта вероятность есть функция надежности элементов системы газоснабжения и подчиняется экспоненциальному закону.

Надежность ремонтируемых элементов характеризуется коэффициентом готовности $K_г$, который равен вероятности застать элемент в исправленном состоянии. Для расчетов обычно используют стационарный коэффициент $K_г$, к которому стремится $K_г(t)$ с ростом времени. Коэффициент готовности определяют по формуле

$$K_г=T/(T+T_в),$$

где T — наработка на отказ, $T=1/\omega$, $T_в$ — среднее время восстановления

Для элементов систем газоснабжения время наработки на отказ несоизмеримо больше среднего времени ремонта (примерно на четыре порядка), поэтому коэффициент готовности практически равен единице и не используется для оценки надежности элементов газовых сетей.

Основными видами повреждений распределительных газопроводов являются механические, коррозионные и разрывы сварных швов.

Механические повреждения подземных газопроводов обычно возникают при неправильном или небрежном производстве строительно-монтажных работ вблизи мест их прокладки, но определенная часть механических повреждений носит случайный характер, которую следует учитывать при расчетах надежности распределительных газовых сетей.

Значительное количество повреждений газопроводов возникает из-за *коррозионного воздействия* грунта или *блуждающих токов*. Активные коррозионные процессы протекают в местах нарушения изоляции газопроводов. Нарушения изоляции являются следствием случайных дефектов, которые наблюдаются при ее нанесении, транспортировании труб или их укладке в траншею. Дефекты изоляции носят местный и случайный характер распределения по длине трубы. Возможность нескольких повреждений по дли-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

не окружности трубы является событием весьма маловероятным. Таким образом, дефекты изоляции можно рассматривать как случайные и редкие события, количество которых мало зависит от диаметра газопровода, и их можно считать лишь пропорциональными длине.

Другим видом повреждений подземных газопроводов являются *разрывы сварных швов*, которые происходят при случайном совпадении пониженных сопротивлений швов из-за дефектов сварки и увеличенных нагрузок на трубопровод, обычно связанных с дефектами строительства. Для обнаружения дефектов качество сварки городских газопроводов контролируют физическими методами, однако контролю подвергают не все стыки. Но и при контроле могут оказаться случаи, когда дефектные швы будут незамеченными и в дальнейшем при перегрузках произойдет их разрушение.

Сварные соединения разрушаются под действием напряжений, возникающих в трубопроводах в продольном направлении. Эти напряжения или не зависят от диаметра трубы, или указанная зависимость незначительна. Это положение подтверждают статистические данные, из которых следует, что параметр потока отказов газопроводов, вызванных разрывами стыковых соединений, не зависит от диаметра. Практическая независимость параметра потока отказов ω распределительных газопроводов от их диаметра имеет большое значение при выборе структурного резерва кольцевых сетей. Надежность в данном случае будет определяться только схемой сети и не будет зависеть от диаметров участков.

Повреждения отключающей арматуры подразделяют на два вида. Первый вид повреждений характеризуется *нарушением плотности перекрытия газа* задвижкой и приводит к потере ее работоспособности. В результате возникает необходимость увеличивать длину участка газопровода и отключать большее число потребителей для производства ремонта на участке. Ко второму виду относят такие повреждения, которые приводят к утечкам газа через арматуру. Второй вид повреждений представляет наибольшую опасность, так как в результате утечек может произойти загазованность соседних зданий и сооружений.

Выше были рассмотрены повреждения, влияющие на надежность систем, но не все повреждения требуют отключения элемента из сети для производства ремонта. Мелкие повреждения ликвидируют на действующей системе. Такие повреждения не сказываются на газоснабжении потребителей и, следовательно, не являются отказами. Если для производства ремонта поврежденного элемента его необходимо отключить от системы, то такое повреждение приводит к отказу элемента. Отказы элементов нерезервированных систем приводят к отказу системы. Если система резервированная, тогда отказ элементов может и не привести к отказу системы. Это зависит от степени резервирования. Учитывая изложенное, все повреждения элементов газовых сетей следует разделить на две группы: 1) повреждения, приводящие к отказу элемента и требующие его отключения для производства ремонта; 2) мелкие повреждения, которые могут быть ликвидированы без снижения давления газа и отключения участка (т. е. не приводящие к отказу).

К первой группе повреждений относятся: трещины в сварных швах газопроводов и их разрывы; сквозные коррозионные повреждения труб размером примерно более 5 мм; трещины в корпусах задвижек и пробковых кранах; отрывы фланцев; утечки в фланцевых соединениях, требующие замены прокладок; разрывы сварных швов и коррозионные повреждения линзовых компенсаторов и корпусов конденсатосборников. К этой группе следует отнести также разрывы газопроводов и оборудования, вызванные механическими повреждениями.

Ко второй группе повреждений относятся: несквозные коррозионные

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 9.1. **Классификация повреждений и отказов элементов газовых распределительных сетей среднего и высокого давления**

Вид повреждения и поврежденный элемент	Отказы элемента и их процент		Повреждения, не приводящие к отказу
	1-я группа — внезапный отказ	2-я группа — постепенный отказ	
Повреждения газопроводов			
Коррозия газопроводов	Сквозное повреждение больших размеров (20 мм и более), сквозное повреждение, расположенное вблизи зданий 10...13 %	Сквозное повреждение размером менее примерно 20 мм 45...55 %	Каверны, сквозные повреждения менее примерно 5 мм 30...40 %
Трещины в сварных стыках и их разрывы	Полный разрыв или примерно более половины окружности. Разрыв стыка вблизи зданий 15...20 %	Трещины в сварных стыках, неполный разрыв стыка 85...75 %	Коррозионные свищи в сварном шве 5...10 %
Механические повреждения, носящие случайный характер	50 %	50 %	—
Повреждения оборудования газопроводов			
Задвижки (чугунные)	Разрывы и трещины в корпусе, отрывы фланцев, пробой прокладок, выпадение клиньев 15 %	Трещины в клиньях, неполное перекрытие 15 %	Утечка в сальниковом уплотнителе 70 %
Пробковые краны (типа КС)	Отрыв фланца, необходимость замены прокладки 1...1,5 %	—	Утечка через нажимной болт и сальник 98,5.. 99 %
Линзовые компенсаторы	Разрыв сварного стыка 15 %	Разрыв сварного стыка 85 %	—
Конденсатосборники	Разрывы сварных швов горшка 3...4 %	Разрывы сварных швов горшка и трубки, поломки сальникового крана 4...5 %	Коррозия трубки: утечка через сальник крана, утечки во фланцах и резьбовых соединениях головки 91 ..93 %

повреждения в виде каверн; мелкие сквозные повреждения размерами примерно менее 5 мм; коррозионные свищи в сварных швах; утечки в сальниковых уплотнениях задвижек и кранов; утечки из кранов трубок конденсатосборников и коррозионные повреждения этих трубок.

Отказы элементов газовых сетей, в свою очередь, могут быть разделены на две неравные группы. Первую группу составляют внезапные отказы, вторую — постепенные. К внезапным отказам следует отнести такие крупные повреждения элементов систем, которые вызывают необходимость немедленного отключения участка. При установлении места такого повреждения сразу выявляют участок сети, который должен быть отключен, извещают всех потребителей, присоединенных к этому участку, о прекращении подачи им газа и участок отключают от газовой сети. К *внезапным отказам* могут привести и менее серьезные повреждения, если они расположены вблизи жилых и общественных зданий, при этом есть опасность попадания вытекающего газа в эти здания. Классификация повреждений газопроводов и их оборудования приведена в табл. 9.1, где указаны доли внезапных повреждений как для газопроводов, так и оборудования.

Для выявления значений показателей надежности был проведен анализ

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

повреждений на газовых сетях крупных городов и областных систем. В результате были получены следующие значения параметра внезапных отказов, которые являются основой при расчете надежности систем, 1/(км·год):

1) коррозионные повреждения

$$\omega=0{,}12\cdot 12{,}87\cdot 10^{-3}=1{,}54\cdot 10^{-3};$$

2) повреждения сварных швов

$$\omega=0{,}18\cdot 5{,}13\cdot 10^{-3}=0{,}92\cdot 10^{-3};$$

3) механические повреждения

$$\omega=2{,}09\cdot 10^{-3}.$$

Повреждения линзовых компенсаторов и конденсатосборников приводят к необходимости отключения участка газопровода, поэтому параметр потока отказов этих повреждений должен быть приплюсован к параметру ω газопроводов. Считая, что задвижки с компенсаторами устанавливают примерно через 3 км, а конденсатосборники через 2 км, к параметру потока отказов следует прибавить добавку, 1/(км·год);

$$\Delta\omega=0{,}11\cdot 10^{-3}.$$

Учитывая то, что причины, вызывающие коррозионные повреждения, разрывы сварных стыков, механические повреждения, повреждения линзовых компенсаторов и конденсатосборников являются независимыми друг от друга, поэтому расчетное значение параметра потока отказов будет равно сумме ω для всех перечисленных видов повреждений, 1/(км·год):

$$\omega_p=(0{,}154+0{,}92+2{,}09+ +0{,}11)10^{-3}=3{,}27\cdot 10^{-3}.$$

Значения параметра потока отказов для арматуры можно привести лишь приближенные 1/год:

1) для задвижек

$$\omega_p=3{,}4\cdot 10^{-3};$$

2) для кранов типа КС

$$\omega_p=0{,}64\cdot 10^{-3};$$

3) для стальных задвижек предварительно можно принять

$$\omega_p=0{,}5\cdot 10^{-3}.$$

Приведенные расчетные значения параметра потока отказов для подземных газопроводов и их оборудования характерны для газовых сетей, эксплуатируемых в 60...70-е годы. На перспективу значение параметра потока отказов будет уменьшаться в связи с прогрессом технических решений, повышением качества строительных работ и эксплуатации, улучшением контроля качества строительства. Учитывая изложенное, расчетные значения параметров потока отказов для проектируемых систем можно рекомендовать следующие:

1) для газопроводов

$$\omega_p=2\cdot 10^{-3}\,1/(\text{км}\cdot\text{год});$$

2) для чугунных задвижек

$$\omega_p=1{,}7\cdot 10^{-3}\,1/\text{год};$$

3) для стальных задвижек

$$\omega_p=0{,}3\cdot 10^{-3}\,1/\text{год};$$

4) для кранов

$$\omega_p=0{,}2\cdot 10^{-3}\,1/\text{год}.$$

9.3. Показатели надежности распределительных систем газоснабжения

Состояние системы в момент времени t определяется состоянием в этот момент ее элементов. При определенной совокупности исправных элементов система будет исправна в целом. При определенной совокупности отказавших элементов система будет в состоянии отказа в целом. Сложная техническая система характерна тем, что наряду с двумя указанными выше крайними состояниями система может находиться в других, определенных состояниях, когда она будет обладать частичной работоспособностью. Переход системы из одного состояния в другое связан с отказом или восстановлением ее элементов.

Состояние системы определяется вектором $\bar{X}(t)$, являющимся матема-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

тической моделью ее функционирования. Для системы газоснабжения его можно представить так:

$$\bar{X}(t)=\left\| \begin{array}{l} x_1(t) \\ x_2(t) \\ \ldots\ldots \\ x_n(t) \end{array} \right\|$$

$x_i(t)$ — функция, которая описывает состояние i-го элемента системы:

$$x_i(t)=\begin{cases} 1, \text{ если } i\text{-тый элемент работоспособен;} \\ 0; \text{ если } i\text{-тый элемент неработоспособен;} \end{cases}$$

n — число элементов, которое учитывают при расчете надежности системы

Рассмотрим процесс функционирования системы, состоящей их двух элементов. Для нее вектор состояний будет

$$\bar{X}(t)=\left\| \begin{array}{l} x_1(t) \\ x_2(t) \end{array} \right\|.$$

Всего возможно четыре состояния системы, определяемых различным сочетанием исправных и отказавших элементов:

$$\bar{X}_0(t)=\left\| \begin{array}{l} 1 \\ 1 \end{array} \right\|,\ \bar{X}_1(t)=\left\| \begin{array}{l} 1 \\ 0 \end{array} \right\|;$$

$$\bar{X}_2(t)=\left\| \begin{array}{l} 0 \\ 1 \end{array} \right\|,\ \bar{X}_3(t)=\left\| \begin{array}{l} 0 \\ 0 \end{array} \right\|;$$

Состоянию 0 (нуль) соответствуют все исправные элементы. При состоянии 3 все элементы отказали. Граф состояний системы и переходы системы из одного состояния в другое показаны на рис. 9.5.

О полном или частичном отказе системы можно судить, лишь зная ее структуру. Существуют две характерные структуры: последовательное и параллельное соединения элементов. *Последовательное соединение* элементов с позиций надежности есть такое соединение, при котором отказ хотя бы одного элемента приводит к отказу системы. Если в рассмотренном выше примере соединение элементов считать последовательным, тогда рабочему состоянию системы соответствует лишь состояние 0. Все остальные состояния *(1, 2, 3) составляют состояние отказа системы.* Для безотказной работы системы за время t необходимо, чтобы в течение этого времени безотказно работал каждый элемент. Учитывая то, что элементы независимы в смысле надежности вероятность безотказной работы системы будет равна произведению вероятностей безотказной работы ее элементов, т. е. при n элементах

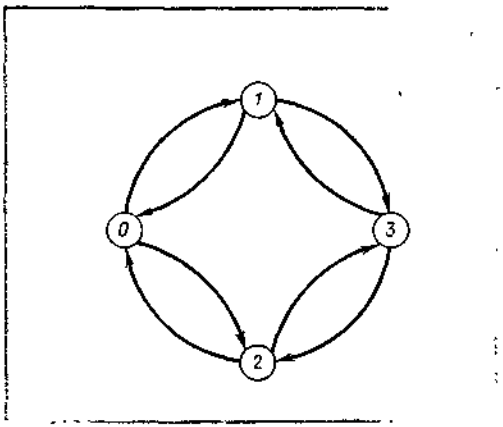


Рис. 9.5. Граф состояний системы

$$P(t)=P_1(t)P_2(t)\ldots P_n(t).$$

Если вероятность безотказной работы элементов подчинена экспоненциальному закону, тогда:

$$P(t)=e^{-\omega_1 t}\,e^{-\omega_2 t}\ldots e^{-\omega_n t}=e^{-\omega_0 t};$$

$$\omega_0=\omega_1+\omega_2+\ldots+\omega_n,$$

Следовательно, безотказность работы системы также подчиняется экспоненциальному закону.

При *параллельном соединении элементов* к отказу системы приводит отказ всех элементов. Следовательно, для рассмотренного примера работоспособные состояния будут *0, 1, 2.* Отказу системы соответствует состояние *3.* Если каждый элемент не рассчитан на обеспечение полной работоспособности системы, тогда только при состоянии 0 система исправная в целом, а в состояниях *1, 2* ее показатели будут снижены. При рассмотрении вероятности отказа ремонтируемой системы, состоящей из па-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

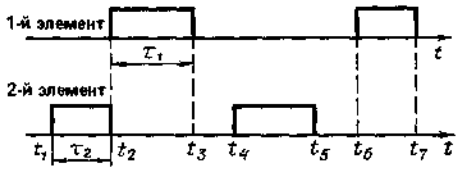


Рис. 9.6. Процесс функционирования двух элементов системы

раллельных элементов, к отказу системы приводит одновременный отказ всех элементов. Учитывая, что время восстановления несоизмеримо меньше времени работы, совпадение двух отказов является событием чрезвычайно маловероятным. Поэтому параллельное соединение элементов обеспечивает высокую надежность системы газоснабжения.

Определим вероятность одновременного отказа двух участков сети. Такое событие может произойти при совмещении двух событий: отказа одного участка во время ремонта другого. На рис. 9.6 показан процесс функционирования двух участков кольцевого газопровода. В момент t_1 возникают отказы элементов. Их отключают и начинают ремонтировать в течение времени τ_1, после чего их вновь включают в работу.

Предположим, что отказал первый элемент. Вероятность такого события $(1-e^{-\omega_1 t})$. Одновременный отказ двух элементов возможен в следующих двух случаях. Или второй элемент отказал во время ремонта первого, в период τ_1, или отказал раньше первого, в период между моментами времени от t_1 до t_2. В первом случае начало ремонта второго элемента падает на время ремонта первого. Предельному случаю такого события соответствует совпадение начала ремонта второго с концом ремонта первого (момент t_3). Во втором случае первым отказывает второй элемент, и конец его ремонта попадает в период τ_1. Предельным случаем этого события будет момент t_1, когда конец ремонта второго элемента совпадает с началом ремонта первого.

Следовательно, если отказ второго элемента попадает в период $\tau_1+\tau_2$, тогда имеет место двойной отказ. Вероятность отказа второго элемента в течение времени $\tau_1+\tau_2$ будет

$$1-e^{-\omega_2(\tau_1+\tau_2)}.$$

Вероятность одновременного отказа двух элементов (т. е. вероятность совмещения событий) равна произведению вероятностей этих событий:

$$\left(1-e^{-\omega_1 t}\right)\left(1-e^{-\omega_2(\tau_1+\tau_2)}\right)\approx$$

$$\approx\omega_1\omega_2(\tau_1+\tau_2)\,t\,.$$

Если $t=10$ лет, $\tau_1+\tau_2=10^{-3}$ лет, $\omega_1=\omega_2=5\cdot10^{-3}$ 1/год, тогда

$$\omega_1\omega_2(\tau_1+\tau_2)t=(5\cdot10^{-3})^2 10^{-3}\cdot10=$$
$$=0{,}00000025,$$

т. е. примерно на пять порядков меньше, чем отказ одного участка. Из изложенного следует, что одновременные отказы двух участков сети при расчете надежности можно не учитывать.

Все множество состояний системы называют фазовым пространством состояний. При оценке эффективности функционирования сложной технической системы каждому состоянию ставят в соответствие характеристику качества функционирования. Обозначая характеристику качества функционирования $\Phi_x(t)$, являющейся функцией вектора $\bar{X}(t)$, можно написать соотношение

$$\Phi_x(t)=\Phi\left[\bar{X}\,(t)\right].$$

Вектор $\bar{X}\,(t)$ изменяется случайным образом, поэтому показателем качества функционирования системы является математическое ожидание случайной функции $\Phi_x(t)$ за время t, как среднее по множеству реализаций процесса

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\Phi(t)=M\Phi_x(t).$$

Для возможности расчета показателей надежности системы необходимо установить понятие отказа системы. Отказом системы будем считать такое ее состояние, когда хотя бы один потребитель отключен от сети и не получает газ. У нерезервированных систем отказ любого элемента приводит к отказу системы. У резервированных систем к отказу системы приводят только следующие виды отказов: 1) отказ участка, к которому между отключающими устройствами присоединены потребители: 2) отказ отключающего устройствами; 3) двойной отказ элементов сети. В расчетах следует учитывать только первые два вида отказов, так как двойной отказ маловероятен.

Показатель надежности системы газоснабжения $R_{сист}(t)$ определим как отношение показателя качества функционирования реальной системы к показателю качества функционирования идеальной системы $\Phi_0(t)$. Идеальная система всегда находится в исправном состоянии $\bar{X}_0(t)$, и все компоненты вектора $\bar{X}(t)$ равны единице.

$$R_{сист}(t)=\Phi(t)/\Phi_0(t).$$

Характеристика качества функционирования определяется задачами системы. Главной задачей распределительной системы газоснабжения является ежечасная подача газа всем потребителям в соответствии с их потребностями или заранее установленными графиками. Поэтому за характеристику качества функционирования системы газоснабжения следует принять расчетный часовой расход газа, подаваемого потребителям. Каждому состоянию системы газоснабжения $\bar{X}(t)$ противопоставим максимально-часовой расход газа $\Phi_{\bar{X}}(t)$ через систему. Этот расход зависит только от состояния системы и дает численную оценку степени выполнения задачи.

При различных состояниях системы $\bar{X}(t)$ отключается различное число потребителей и суммарная неподача газа им определяет снижение показателя качества функционирования. Если обозначить расчетный расход газа через исправную систему Q_0, а неподачу газа отключенным потребителям в состоянии $\bar{X}(t)$ — через ΔQ_x, тогда

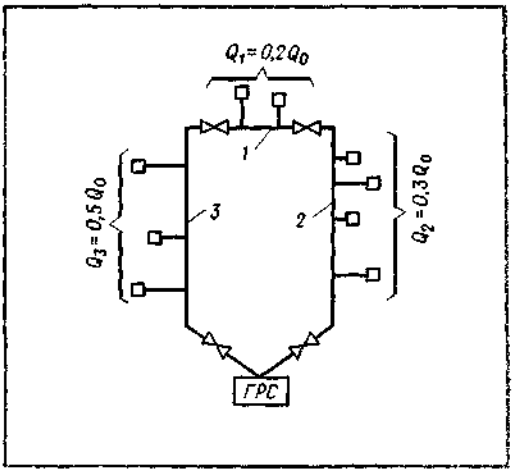


Рис. 9.7. Кольцевой газопровод

$$\Phi_x(t)=Q_0-\Delta Q_x.$$

Величина ΔQ_x определяется без гидравлических расчетов прямо по схеме, соответствующей рассматриваемой аварийной ситуации.

Выведем выражение для показателя надежности на примере кольцевого газопровода, разделенного на три участка (рис. 9.7). При отказе участка его отключают и присоединенные к нему потребители лишаются газоснабжения, т. е. имеет место отказ системы. Так, при отказе участка *2* система недодает $0,3Q_0$ газа (где Q_0— рачетный расход газа через систему). Неотключенные потребители, присоединенные к участкам *1* и *3*, получают лимитированное количество газа и в отказанном состоянии не находятся.

Рассмотрим возможные состояния системы, связанные с отказами участков газопроводов. В целях упрощения отказы задвижек учитывать не будем. Вектор состояний системы будет иметь вид:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

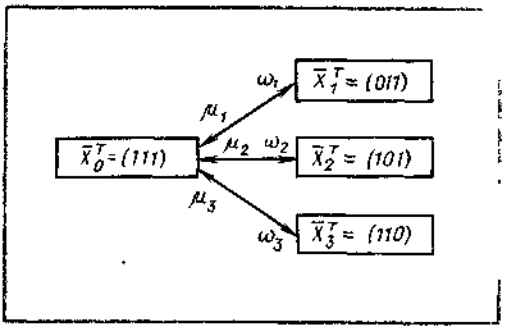


Рис. 9.8. Размеченный граф

Таблица 92 **Состояние системы газоснабжения**

Способ выполнения задачи j	$\bar{X}^T$	V_j	Q_j
0	$\bar{X}_0^T=(111)$	1, 2, 3	Q_0
1	$\bar{X}_1^T=(011)$	2, 3	$0{,}8Q_0$
2	$\bar{X}_2^T=(101)$	1, 3	$0{,}7Q_0$
3	$\bar{X}_3^T=(110)$	1, 2	$0{,}5Q_0$

$$\bar{X}(t)=\left\| \begin{matrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ x_3(t) \end{matrix} \right\|$$

Транспонировав вектор-столбец $\bar{X}$ в вектор-строку $\bar{X}^T$, напишем граф состояний системы (рис. 9.8). Считаем, что во время ремонта одного элемента вероятность отказа другого ничтожно мала, поэтому возможны только четыре состояния: система исправна $\bar{X}_0^T=(111)$ или у систем отказал один из участков. Для каждого состояния системы $\bar{X}(t)$ определим характеристику качества функционирования $\Phi_x(t)$.

Для систем газоснабжения она будет равна:

$$Q_j(t)=Q_0-\Delta Q_j(t),$$

где j — аварийное состояние

Составим таблицу состояний системы, расположив их в порядке невозрастания характеристики качества функционирования. В табл. 9.2 V_j— набор элементов, обеспечивающих выполнение задачи способом j. Переходы системы из исправного состояния в отказовое характеризуются параметром потока отказов участков ω_1, ω_2, ω_3. Из состояния отказа в результате ремонта система возвращается в исправное состояние с параметром потока восстановления μ_1, μ_2, μ_3. Вероятности перехода системы из одного состояния в другое за промежуток времени dt соответственно будут равны ωdt и $\mu_i dt$. Отметим на графе состояний против каждой стрелки параметры потоков событий (ω_i или μ_i). Можно считать, что настоящее состояние системы не зависит от его прошлого, поэтому переходы системы из состояния в состояние будут марковскими. Переходные вероятности из состояния j в состояние k при $j\neq k$ будут:

$$P_{jk}=\omega_j dt;\ P_{jk}=\mu_i dt$$

или

$$P_{jk}=r_{jk}dt.$$

Вероятность остаться системе в своем состоянии, не совершив за время dt ни одного перехода, определяется как вероятность события, дополнительного к совокупности всех возможных переходов из этого состояния в другое, т. е.

$$P_{jj}=1-\sum_{j\neq k} r_{jk}dt$$

Из предыдущего следует, что

$$P_{jk}=\begin{cases} r_{jk}dt,\ j\neq k, \\ 1-\sum\limits_{j\neq k} r_{jk}dt,\ j=k \end{cases}$$

и $\sum P_{jk}=1$

Свяжем вероятность состояния системы в момент $t+dt$ с вероятностью состояния в момент t и переходными вероятностями. В момент $t+dt$ система может попасть в состояние k двумя взаимно исключающими путями. Во-первых, она могла быть в момент t в состоянии k с вероятностью $P_k(t)$ и за время dt не совершить ни одного перехода. Вероятность такого события будет

$$P_k(t)\cdot\left(1-\sum_{k\neq j} r_{kj}dt\right).$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Здесь величина $(1-\sum_{k\neq j} r_{kj}dt)$ условная вероятность не покинуть состояние k за время dt при условии, что система находилась в состоянии k. Второй путь соответствует случаям, когда в момент t система находилась в состоянии $j\neq k$ и за время dt совершила переход в состояние k. Вероятность такого события будет:

$$\sum_{j\neq k} P_j(t) r_{jk} dt .$$

Здесь величины $r_{jk}dt$ — условные вероятности перейти из состояния j в состояние k при условии, что система находилась в состоянии j. Учитывая изложенное, можно написать уравнение для вероятности $P_k(t+dt)$:

$$P_k(t+dt)=P_k(t)\left(1-\sum_{k\neq j} r_{kj}dt\right)+$$
$$+\sum_{j\neq k} P_j(t) r_{jk} dt .$$

Преобразуем это уравнение

$$\frac{dP_k(t)}{dt}=-P_k(t)\sum_{k\neq j} r_{kj}+\sum_{j\neq k} P_j(t) r_{jk} ,$$

где k, $j=0$ 1, 2, и т д, т е уравнение записывается для всех состояний системы

Для решения системы дифференциальных уравнений необходимо задать начальные условия в виде вероятностей P_j (0) состояний системы в начальной момент $t=0$. Напишем систему уравнений для рассматриваемого примера. Состояния k соответственно будут 0, 1, 2, 3:

$$P'_0(t)=-P_0(t)(\omega_1+\omega_2+\omega_3)+$$
$$+P_1(t)\mu_1+P_2(t)\mu_2+P_3(t)\mu_3;$$

$$P'_1(t)=-P_1(t)\mu_1+P_0(t)\omega_1;$$
$$P'_2(t)=-P_2(t)\mu_2+P_0(t)\omega_2;$$
$$P'_3(t)=-P_3(t)\mu_3+P_0(t)\omega_3.$$

Считая, что при отказе система не выполняет задачу (т. е. рассматривая ее как неремонтируемую), примем $\mu_i=0$. В этом случае уравнения примут вид:

$$P'_0(t)=-(\omega_1+\omega_2+\omega_3)P_0(t);$$
$$P'_1(t)=\omega_1 P_0(t);$$
$$P'_2(t)=\omega_2 P_0(t);$$
$$P'_3(t)=\omega_3 P_0(t).$$

Примем следующие начальные условия:

$$t=0;\quad P_0(0)=1;\quad P_1(0)=0;\quad P_2(0)=0;$$

$$P_3(0)=0 .$$

Интегрируем первое уравнение

$$\frac{dP_0(t)}{dt}=-\sum \omega_i P_0(t) ,\quad \int \frac{dP_0(t)}{P_0(t)}=\int -\Sigma\omega_i dt ;$$

$$\ln P_0(t)=-\Sigma\omega_i t+C .$$

При $t=0 P_0(t)=1$ и $C=0$. Решение будет

$$P_0(t)=e^{-\Sigma\omega_i(t)} .$$

Решаем второе уравнение, используя решение первого:

$$\frac{dP_1(t)}{dt}=\omega_1 P_0(t),\ dP_1(t)=\omega_1 e^{-\Sigma\omega_i t}dt,$$

$$P_1(t)=\omega\int e^{-\Sigma\omega_i t}dt+C=\omega_1\frac{e^{-\Sigma\omega_i t}}{\ln\left(e^{-\Sigma\omega_i}\right)}+C$$

или

$$P_1(t)=-\frac{\omega_1}{\Sigma\omega_i}e^{-\Sigma\omega_i t}+C .$$

При $t=0 P_1(0)=0$; $C=\frac{\omega_1}{\Sigma\omega_i}$

Решение второго уравнения будет

$$P_1=\frac{\omega_1}{\Sigma\omega_i}\left(1-e^{-\Sigma\omega_i t}\right).$$

Третье и четвертое уравнения решают аналогично. Таким образом, общее решение системы уравнений будет:

$$P_0(t)=e^{-\Sigma\omega_i t},$$
$$P_1(t)=\frac{\omega_1}{\Sigma\omega_i}\left(1-e^{-\Sigma\omega_i t}\right),$$
$$P_2(t)=\frac{\omega_2}{\Sigma\omega_i}\left(1-e^{-\Sigma\omega_i t}\right),$$
$$P_3(t)=\frac{\omega_3}{\Sigma\omega_i}\left(1-e^{-\Sigma\omega_i t}\right)$$

Так как система может находиться только в одном из состояний 0, 1, 2, 3, поэтому сумма вероятностей пребывания системы в этих состояниях равна единице, т. е.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\Sigma P_i(t)=1.$$

Математическое ожидание характеристики качества функционирования определится формулой

$$Q(t)=MQ_x(t)=Q_0 e^{-\Sigma\omega_i t}+$$

$$+\sum_{j=1}^{j=t} Q_j \frac{\omega_i}{\Sigma\omega_i}\left(1-e^{-\Sigma\omega_i t}\right).$$

Используя соотношение $Q_i=Q_0-\Delta Q_i$, преобразуем полученную формулу

$$Q(t)=Q_0-\sum_{j=1}^{j=t}\Delta Q_j \frac{\omega_i}{\Sigma\omega_i}\left(1-e^{-\Sigma\omega_i t}\right)$$

Формула для показателя надежности системы соответственно будет

$$R_{\text{сист}}(t)=1-\sum_{j=1}^{j=t}\frac{\Delta Q_j\,\omega_i}{Q_0\Sigma\omega_i}\left(1-e^{-\Sigma\omega_i t}\right).$$

Для отдельных, наиболее ответственных узлов может возникнуть задача оценки надежности снабжения их газом. Показатель для оценки надежности узла получается из показателя надежности системы с учетом следующих особенностей. Рассматриваются только те аварийные ситуации, которые приводят к перерыву газоснабжения узла, поэтому число таких ситуаций l будет равно числу элементов, отказы которых создают аварийные ситуации. Так как при отключении узла значение $Q_i=0$, поэтому член уравнения $\sum_{j=1}^{j=t} Q_i \frac{\omega_i}{\Sigma\omega_i}\left(1-e^{-\Sigma\omega_i t}\right)$ превращается в нуль и показатель надежности узла будет

$$R_{\text{узла}}(t)=e^{-\sum_{1}^{l}\omega_i t},$$

где l равно числу элементов, отказы которых нарушают газоснабжение узла.

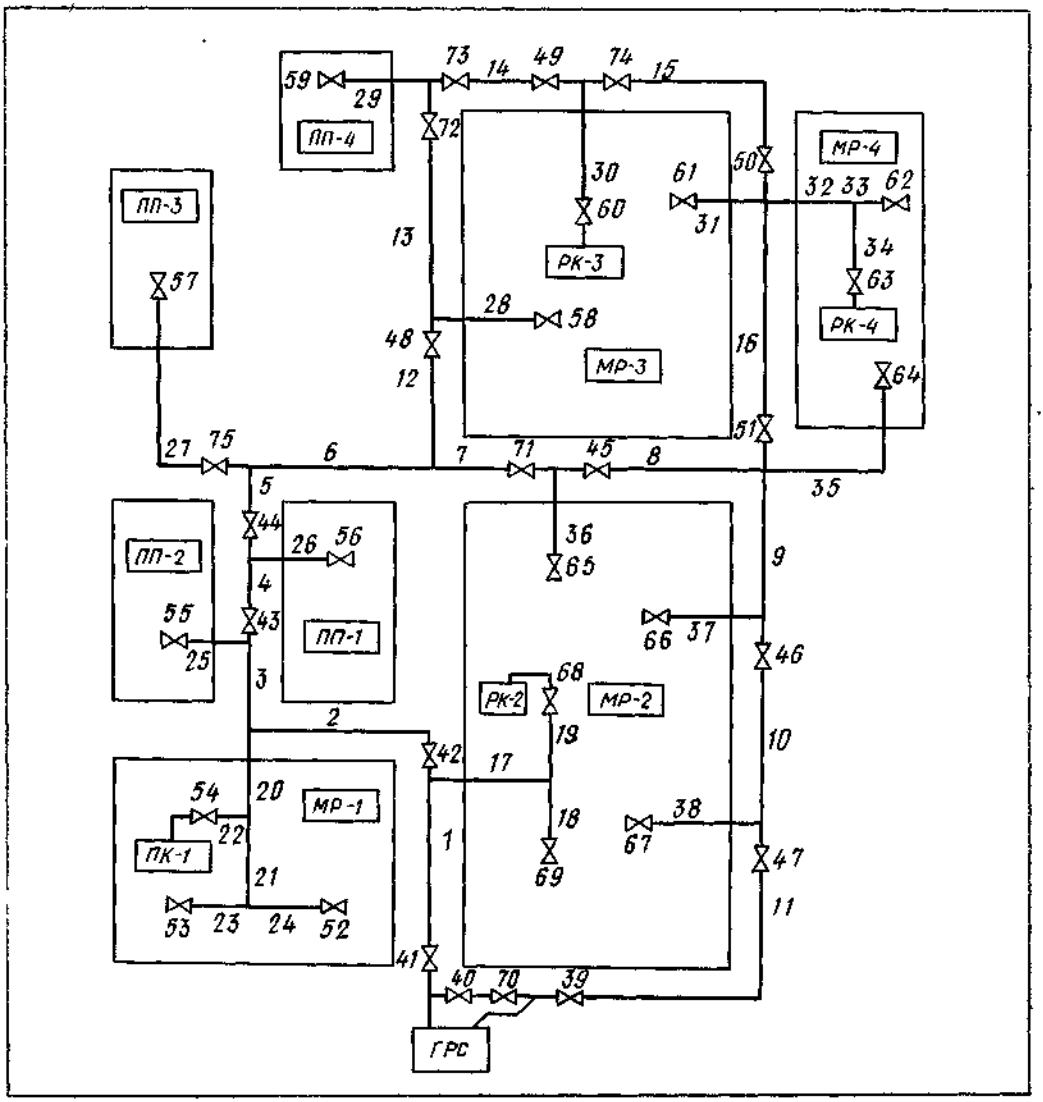
Следовательно, показатель надежности узла является вероятностью безотказной подачи газа в узел. Величина $R_{\text{сист}}(t)$ полностью оценивает надежность как резервированной, так и нерезервированной системы. Но для резервированных систем этой оценки недостаточно. Как отмечалось выше, особенностью распределительных систем газоснабжения является то, что в периоды аварийных ситуаций, когда производится ремонт отключенного элемента, допустимо снижение качества системы, выражающееся в лимитированной подаче газа потребителям $Q_{\text{лим}}$, меньшей, чем расчетное значение. Величину $Q_{\text{лим}}$ определяют в зависимости от характера потребителя и его энергоснабжения.

Детерминированный показатель надежности $Q_{\text{лим}}$ определяет состояние отказа для резервированных систем. Если подача газа потребителю в аварийной ситуации $Q_{\text{ав}}$ меньше $Q_{\text{лим}}$, тогда имеет место отказ системы. Величина детерминированного показателя определяет резерв мощности (пропускной способности) резервированной системы. Его определяют в результате расчета потокораспределения в системе при наиболее напряженных гидравлических режимах (расчет резерва пропускной способности газовых сетей был рассмотрен в главе 6). Таким образом, надежность резервированных систем определяется: 1) показателем надежности $R_{\text{сист}}(t)$, который определяет структуру системы; 2) детерминированным показателем $Q_{\text{лим}}$, который определяет резерв в диаметрах газовой сети.

9.4. Расчет надежности нерезервированных и резервированных газовых сетей

Основная задача расчета надежности тупиковой разветвленной газовой сети сводится к определению показателя надежности принятой схемы и по полученному значению показателя решению вопроса о необходимости резервирования сети. Отказ любого элемента тупиковой сети приводит к отказу системы, но с различной «ценой» отказа. Учитывая изложенное, при одинаковом расположении узловых потребителей различные схемы соединения их трубопроводами

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/



будут отличаться надежностью. Кроме того, различное расположение отключающих устройств (т. е. различное секционирование системы) также характеризуется различной надежностью. В связи с этим возникает задача оптимизации схемы разветвленной газовой сети и ее секционирования, которая позволит запроектировать сети с наибольшим значением показателя надежности. Если же этот показатель окажется ниже требуемого уровня, то необходимо резервирование сети.

Рис. 9.9. Схема кольцевой сети города

Расчет надежности кольцевой сети ведут в два этапа: на первом обосновывают необходимый структурный резерв, на втором — резерв пропускной способности. Рассмотрим первый этап расчета на примере.

Рассчитаем надежность кольцевой газовой сети среднего города с численностью населения в 80 тыс. чел. и годовым потреблением газа 70 млн. м ^{3}. Бытовое, коммунально-бытовое

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 9.3. **Расходы газа районными котельными (РК), крупными коммунально-бытовыми и промышленными потребителями (см. рис. 9.9)**

Показатель	Тип потребителя							
	РК-1	РК-2	РК-3	РК-4	ПП-1	ПП-2	ПП-3	ПП-4
Номер позиции потребителя	54	68	60	63	56	55	57	59
Q, м^3/ч	700	2000	5000	2000	200	3000	5000	8000

Таблица 9.4. **Расходы газа сетевыми ГРП (см. рис. 9.9)**

Показатель	МР-1		МР-2				МР-3		МР-4	
Номер позиции потребителя	53	52	65	66	67	69	58	61	62	64
Q, м^3/ч	400	700	1700	1700	1500	1500	1800	2000	600	1000

потребление газа и расход на отопление зданий составляют 22 600 м^3/ч. Промышленность потребляет 16 200 м^3/ч. Суммарный расход газа городом 38 800 м^3/ч. Схема сети высокого давления показана на рис. 9.9. Главные магистрали сети закольцованы. Сеть состоит из двух колец и ответвлений. Закольцовка основных потребителей обеспечивает их резервирование и повышает надежность газоснабжения.

Газоснабжение жилых микрорайонов (МР) осуществляется через ГРП и сети низкого давления (на рисунке сеть низкого давления не показана). Сети низкого давления кольцевые. Каждый микрорайон имеет несколько точек питания, которые по низкой ступени давления объединены газопроводом таких диаметров, при которых возможно резервирование ГРП. К сетям высокого давления присоединены сетевые ГРП, районные котельные (РК), крупные коммунальные и промышленные предприятия (ПП). Сеть секционирована задвижками. Вводы ко всем потребителям и в сетевые ГРП начинаются задвижками *52*... ...*69*. Расположение задвижек и их число принято из такого условия, чтобы при аварийных ситуациях не отключались большие нагрузки. Схему газоснабжения, показанную на рис. 9.9, следует рассматривать как один из вариантов, в котором секционирование осуществлено из определенных логических соображений. В настоящую задачу не входила оптимизация системы, а потому возможны другие, более совершенные варианты. Все секционирующие задвижки на рисунке пронумерованы *39*...*51* и 70...75; все участки также пронумерованы *1*...*38*. Расходы газа различными потребителями приведены в табл. 9.3 и 9.4.

Проведем расчет надежности городской газовой сети, показанной на рис. 9.9. В расчетах примем следующие численные значения расчетных параметров:

$\omega_т = 2{,}5 \cdot 10^{-3}$ 1/(км · год); $\omega_з = 0{,}5 \cdot 10^{-3}$ 1/год; $t = 10$ лет.

Все расчеты сведем в таблицы. В табл. 9.5 помещены результаты расчетов при всех аварийных ситуациях, связанных с отказами участков газопроводов, т. е. аварийные ситуации *1*...*38*; проставлены длины участков; рассчитан параметр потока отказа для каждого участка $\omega_i = 0{,}0025 l_i$. При расчете величин $\omega_i / \Sigma\omega_i$ сумма взята для всех 75 аварийных ситуаций, возникающих при отказах как участков, так и задвижек. Недоподача газа отключаемым в j-той аварийной ситуации потребителям определялась по

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 9.5 **Расчеты для участка газопроводов**

Номера отказавших элементов при j-й аварийной ситуации	Длина участка l, км	$\omega_i \frac{l}{\text{год}}$	$\frac{\omega_i}{\sum\omega_i}$	Неподанный газ отключенным потребителям ΔQ_i, м³/ч	$\frac{\Delta Q_i}{Q_0}$	$\frac{\Delta Q_i \omega_i}{Q_0 \sum\omega_i}$
1	1,2	0,003	0,045283	3500	0,090206	0,004085
2	0,7	0,00175	0,026415	4800	0,123711	0,003268
3	0,1	0,00025	0,003774	4800	0,123711	0,000467
4	0,5	0,00125	0,018868	200	0,005155	0,000097
5	0,5	0,00125	0,018868	0	0	0
6	0 7	0,00175	0,026415	0	0	0
7	0,5	0,00125	0,018868	0	0	0
8	0,6	0,0015	0,022642	2700	0,069588	0,001576
9	0,7	0,00175	0,02645	2700	0,069588	0,001841
10	0,8	0,002	0,030189	1500	0,038660	0,001167
11	1,7	0,00425	0,064151	0	0	0
12	0,5	0,00125	0,018864	0	0	0
13	0,9	0,00225	0,033962	1800	0,046392	0,001576
14	0,5	0,00125	0,018868	0	0	0
15	1,2	0,003	0,045283	0	0	0
16	0,8	0,002	0,30189	4600	0,118557	0,603579
17	0.3	0,00075	0,011321	3500	0,090206	0,001021
18	0,2	0,0005	0,007547	3500	0,090206	0,000681
19	0,2	0,0005	0,007547	3500	0,090206	0,000681
20	0,2	0,0005	0,007547	4800	0,123711	0,000934
21	0,2	0,0005	0,007547	4800	0,123711	0,000934
22	0,2	0,0005	0,007547	4800	0,123711	0,000934
23	0,2	0,0005	0,007547	4800	0,123711	0,000934
24	0,2	0,0005	0,007547	4800	0,123711	0,000934
25	0,1	0,00025	0,003774	4800	0,123711	0,000467
26	0,15	0,000375	0,00566	200	0,005155	0,000029
27	1,0	0,0025	0,037736	5000	0,128866	0,004863
28	0,4	0 001	0,015094	1800	0,046392	0,000700
29	0,4	0 001	0,015094	8000	0,206186	0,003112
30	0,6	0,0015	0,022642	5000	0,128866	0.0029188
31	0,4	0,001	0,015094	4600	0,118557	0,001789
32	0,3	0,00075	0,011321	4600	0,118557	0,001342
33	0.1	0,00025	0,003774	4600	0,118557	0,000447
34	0,2	0,0005	0,002547	4600	0,118557	0,000895
35	0,7	0,00175	0,026415	2700	0,069588	0,001838
36	0,4	0,001	0,015094	1700	0,043814	0,000661
37	0,4	0,001	0,015094	2700	0,069588	0,001050
38	0,35	0,000815	0,013208	1500	0,038660	0,000511
Сумма для участков		Итого 0,04775				Итого 0,045331

схеме (см. рис. 9.9). Для каждого отказа участка по схеме устанавливалось число задвижек, которые необходимо перекрыть при ремонте отказавшего участка. Этим определялись отключенные от сети газопроводы и все присоединенные к ним потребители. Например, при аварийной ситуации, связанной с отказом участка *1*, для ремонта необходимо перекрыть задвижки *41* и *42*. В результате отключаются участки *1, 17, 18, 19* и два потребителя *68, 69* с расходом газа $2000+1500=3500$ м³/ч (номера указаны в соответствии с номерами абонентских задвижек, к которым присоединены потребители). Следовательно, $\Delta Q_1=3500$. К такой же недоподаче газа приводят отказы участков *17, 18, 19*. При отказе участков *5, 6, 12* или *7* отключаются задвижки *44, 75, 48* и *71*, в результате ни один потребитель не отключается. Следовательно,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 9.6. **Расчеты для отключающих устройств (задвижек)**

Номера отказавших элементов при j-й аварийной ситуации	Неподанный газ отключенным потребителям ΔQ_j, м³/ч	$\frac{\Delta Q_j}{Q_0}$	Номера отказавших элементов при j-й аварийной ситуации	Неподанный газ отключенным потребителям ΔQ_j, м³/ч	$\frac{\Delta Q_j}{Q_0}$
39	0	0	57	5000	0,128866
40	0	0	58	1800	0,046392
41	3500	0,090206	59	8000	0,206186
42	9300	0,213918	60	5000	0,128866
43	5000	0,128866	61	4600	0,118557
44	200	0,005155	62	4600	0,118557
45	4400	0,113402	63	4600	0,118557
46	4200	0,108247	64	2700	0,069588
47	1500	0,038660	65	1700	0,043814
48	1800	0,046392	66	2700	0,069588
49	5000	0,128866	67	1500	0,038660
50	4600	0,118557	68	3500	0,090206
51	7300	0,188144	69	3500	0,090206
52	4800	0,129711	70	0	0
53	4800	0,123711	71	1700	0,043814
54	4800	0,123711	72	9800	0,252577
55	4800	0,123711	73	8000	0,206186
56	200	0,005155	74	5000	0,128866
			75	5000	0,128866
Сумма	—	1,680412	Сумма	—	2,028352

$$\Delta Q_5=\Delta Q_6=\Delta Q_{12}=\Delta Q_7=0.$$

Результаты расчетов, связанных с отказами задвижек, приведены в табл. 9.6. Так как параметр потока отказов для всех задвижек принят одинаковый $\omega_з=0{,}5\cdot10^{-3}$ 1/год, то нет необходимости вводить величину $\omega_з$ в таблицу. Сумма параметров потока отказов для всех задвижек составит $\Sigma\omega_з=37\cdot0{,}0005=0{,}0185$. Общая сумма будет $\Sigma\omega_i=0{,}04775+0{,}0185=0{,}06625$ (сумма для ω участков взята из табл. 9.5). На эту сумму и надо делить величину ω для каждой аварийной ситуации. Для всех аварийных ситуаций, связанных с отказами задвижек, это отношение будет одинаковым и равным: $\omega_з/\Sigma\omega_i=0{,}0005/0{,}06625=0{,}007547$. Недоподачу газа в аварийных ситуациях при отказах задвижек определяем по схеме аналогично тому, как это делалось при отказах участков. Например, при отказе задвижки *39* перекрываются задвижки *70* и *47* и недоподача газа будет равна нулю, так как к участку *11* потребители не присоединены. При отказе задвижки *40* перекрываются задвижки *41* и *70* и недоподача газа также равна нулю.

Определим показатель надежности по данным табл. 9.5 и 9.6. Суммирующий член в уравнении для $R_{сист}$ напишем раздельно для аварийных ситуаций, связанных с отказами участков газопроводов, и для аварийных ситуаций, возникающих в результате отказов задвижек. Первая часть суммы дана итогом в последней графе табл. 9.5, а вторая определяется произведением общей суммы отношений

$$\frac{\Delta Q_j}{Q_0}$$

(по табл. 9.6) на постоянное значение отношения $\omega_з$ к $\Sigma\omega_i$. Таким образом, уравнение для определения показателя надежности запишем так:

$$R_{сист}(t)=1-\left(1-e^{-\Sigma\omega_i t}\right)\left(\sum_{уч}\frac{\Delta Q_j\omega_i}{Q_0\Sigma\omega_i}+\sum_{задв}\frac{\Delta Q_j\omega_з}{Q_0\Sigma\omega_i}\right)$$

Подставив в уравнение численные значения параметров, получим

$$R_{сист}(10)=1-(1-e^{-0{,}06625\cdot10})[0{,}045331+$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$+(1{,}680412+2{,}028352)\,0{,}007547]=$$

$$=1-0{,}035503=0{,}964497.$$

Из расчетов надежности кольцевых газовых сетей установлено, что показатель надежности кольцевых газовых сетей высокого (среднего) давления с тупиковыми ответвлениями к потребителям и секционированием сети на участки, к которым присоединены потребители (отключаемые с отключением участка), невысок и при расчетном значении $t=10$ лет составляет величину $R_{сист}(10)=0{,}95...0{,}97$. Если система будет реконструироваться через $t=5$ лет с включением дополнительных резервов и повышением степени секционирования, то можно ожидать увеличения показателя надежности примерно до 0,98. Дальнейшего повышения надежности системы газоснабжения можно добиться путем присоединения всех ответвлений к потребителям таким образом, чтобы отказы участков не приводили к отключению потребителей.

Выше был приведен расчет показателя надежности распределительной газовой сети высокого давления небольшого города. Расчет был произведен непосредственно по формуле, полученной для основного показателя надежности $R_{сист}(t)$, т. е. для каждого элемента сети был определен параметр потока отказов и отключаемая мощность, соответствующая этому элементу, после чего было рассчитано значение показателя надежности $R_{сист}(10)$ Такой метод для больших систем трудоемок и главное не дает возможность проведения наглядного анализа системы для выявления путей повышения надежности в случае такой необходимости Поэтому для больших систем целесообразно сначала рассчитать все нерезервированные сети. Получить для них эквивалентированные характеристики. И после этого с учетом полученных характеристик рассчитать резервированную (кольцевую) часть сети. Естественно, что полученные показатели надежности будут характеризовать всю распределительную сеть, но такой подход позволяет сразу оценить вклад в ненадежность той или иной части сети, произвести необходимую корректировку и добиться соответствия показателя надежности нормативным требованиям.

9.5. Алгоритм расчета надежности нерезервированной газовой сети (тупиковой, разветвленной)

Сначала рассмотрим методику расчета, а затем алгоритм. Методика расчета включает следующие основные этапы: 1) формирование задания с учетом топологии сети; 2) определение расчетных расходов для всех участков сети; 3) формирование эквивалентированных зон сети, объединяющих элементы, соединенные по надежности последовательно; 4) расчет показателя надежности $R_{сист}t$; 5) если сеть

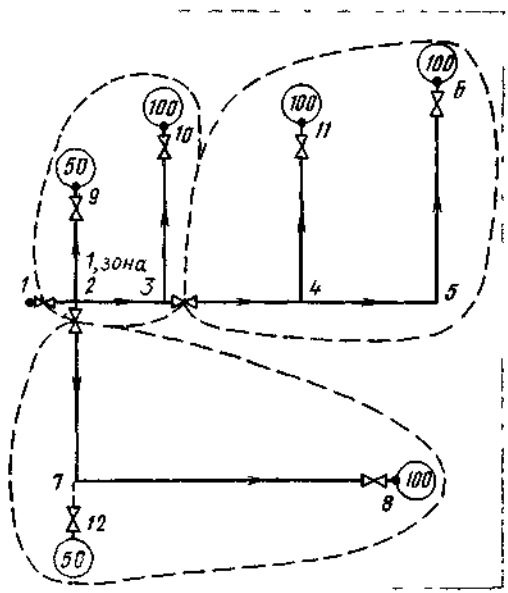


Рис. 9.10. Тупиковая разветвленная газовая сеть

1 2, , 12—номера узлов, 50, 100, —расходы газа в узлах в м³/ч

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

является самостоятельной, а не элементом смешанной сети (кольцевой с тупиковыми ответвлениямн), тогда численное значение полученного показателя надежности сравнивается с нормативным значением, после чего принимаются необходимые решения. Если рассчитанная сеть является элементом смешанной сети, тогда для нее определяются эквивалентные параметры, которые используются в дальнейших расчетах.

Рассмотрим подробнее отдельные этапы расчета.

1. **Задание.** На рис. 9.10 показана схема тупиковых газопроводов, основной показатель надежности которой следует определить. Потребители присоединены во всех концевых узлах всех концевых ответвлений. Длина концевого ответвления может быть равной нулю. Все узлы перенумерованы. Первый узел — точка питания сети. Перед каждым потребителем установлена задвижка. Она имеет номер узла, к которому присоединен потребитель. Секционирующие задвижки установлены в начале участков, поэтому они обозначены номерами соответствующих участков.

Задание для расчета показателя надежности тупиковой сети (на примере рис. 9.10) состоит из следующих данных: 1) значения параметров потоков отказов элементов: $\omega_г = 2 \cdot 10^{-3}$ 1/(км·год) (для газопровода); $\omega_з = 0{,}3 \cdot 10^{-3}$ 1/год (для стальной задвижки); 2) расчетное время $t = 10$ лет; 3) топология сети задается матрицей инциденций (матрицей вершин). Где в первой строке приведены начала участков, во второй строке — концы участков, в третьей строке дана информация о наличии на участке секционирующей задвижки —*1*, если задвижка установлена, *0*— если задвижки нет. Ниже приведена матрица инциденций для примера рис. 9.10;

Матрица *NKUZ (JI)*

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	1	2	3	4	5	4	3	2	2	7	7
2	2	3	4	5	6	11	10	9	7	8	12
3	1	0	1	0	0	0	0	0	1	0	0

4) длины участков (*l*, м) заданы матрицей длин *DLU(I)*. Участки нумеруют в порядке следования участков в матрице *NKUZ(JI)*, общее количество участков *KNK* (в рассматриваемом примере) —11;

Матрица *DLU (I)*

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	10	20	30	30	50	40	40	25	40	70	0

5) матрица нагрузок участков *Q*(I) ($м^3$/ч). Нумерация участков соответствует нумерации предыдущих матриц. Нагрузка концевого участка равна нагрузке его концевого узла, поэтому в матрице для концевых участков расходы проставлены. Для остальных участков первоначально проставляем нули, которые будут заменены расходами после расчета.

Матрица *Q(I)*

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	0	0	0	0	100	100	100	50	0	100	50

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

II. Расчет. Расчетные расходы определяем по алгоритму, приведенному ниже. В итоге расчета матрица $Q(I)$ принимает следующий вид.

Матрица $Q(I)$

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	500	300	200	100	100	100	100	50	150	100	50

Формируем эквивалентированные зоны сети, приспособленные для расчета надежности. В эквивалентированную зону объединяем все элементы, соединенные по надежности последовательно. Участки газопроводов с оборудованием и задвижками будут соединены с позиций оценки надежности последовательно, если отказ любого из перечисленных элементов приведет к необходимости отключения одних и тех же потребителей. Эти элементы составляют эквивалентированную зону. Эквивалентированная зона ограничивается секционирующими задвижками. В зону войдут следующие элементы сети: участки с оборудованием, задвижки перед потребителями, секционирующие задвижки, замыкающие зону по ходу газа. Секционирующая задвижка, от которой начинается эквивалентная зона, в эту зону не входит, кроме первой зоны.

Для возможности ремонта или замены любого элемента эквивалентированной зоны необходимо перекрыть все секционирующие задвижки, ограничивающие эту зону. Число эквивалентированных зон определяется числом и расположением секционирующих задвижек.

Параметр потока отказов зоны ω_j определяется как сумма параметров потоков отказов всех элементов, входящих в эту зону, т. е. $\omega_j = \Sigma \omega_i$. Отключаемая мощность ΔQ_j при отказе зоны равна расчетному расходу газа на головном газопроводе $Q_{гол}$ эквивалентированной зоны, т. е. $\Delta Q_j = Q_{гол}$. Для газовой сети, показанной на рис. 9.10, наблюдаются три зоны, ограниченные пунктирными линиями, проходящими через секционирующие задвижки.

Эквивалентирование начинаем с головной задвижки и первого участка, которые включаем в первую зону. Далее по матрице $NNK(J, I)$ просматриваем по очереди все участки, выходящие из конца первого участка. Участки, которые имеют в своих началах задвижки, в эквивалентированную зону не включаем, а включаем только эти задвижки. Участки, которые не имеют секционирующих задвижек, включаем в зону, ищем их концы и аналогично по очереди просматриваем все участки, выходящие из этих концов. Если включенный в зону участок на конце имеет задвижку (перед потребителем), тогда она включается в зону как конечная. Так поступаем до исчерпания всех участков, у которых нет секционирующих задвижек.

Аналогично формированию первой зоны по очереди формируются все остальные зоны вплоть до исчерпания всех участков сети. Порядок формирования зон определяется дополнительными создаваемыми рабочими массивами: $NSU(I)$ — номеров свободных участков и $NSK(J)$ — номеров свободных концов. По мере использования свободных концов они зачеркиваются в соответствующих массивах.

По мере формирования зоны длины включаемых участков складываются, складывается и число включаемых задвижек. Поэтому к концу формирования каждой зоны для этой зоны имеем: $\sum_{k=1}^{K_{уч\,j}} L_k$; $K_{з.j}$; ΔQ_j, где ΔQ_j — нагрузка входного участка в j-ю зону; L_k — длина k-го участка; $K_{уч\,j}$; $K_{зj}$ — соответственно число линейных участков и задвижек в j-й зоне (для всех зон, кроме первой, задвижка,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

стоящая на входном в зону участке, не учитывается).

По полученным характеристикам зон и исходным данным рассчитываем показатели надежности в следующей последовательности:

1) определяем вклад в ненадежность каждой зоной:

$$\sigma_l = \left(\omega_г \sum_{k=1}^{k_{уч\,l}} L_к + \omega_з K_{зl} \right) \Delta Q_l ,$$

2) определяем вклад в ненадежность газовой сети всеми зонами IZ

$$\sigma = \sum_{l=1}^{l=lz} \sigma_l .$$

3) определяем сумму параметров потоков отказов всех элементов сети Ω:

$$\Omega = \sum_{l=1}^{l=lZ} \left(\omega_г \sum_{k=1}^{k_{уч\,l}} L_к + \omega_з k_{зl} \right) ;$$

4) определяем показатель надежности $R_{сг}(t)$:

$$R_{сг}(t) = 1 - \frac{1 - e^{-T\Omega}}{Q_0 \Omega} \sigma ,$$

где Q_0 — общая газовая нагрузка сети, T — расчетное время

Если тупиковая разветвленная газовая сеть является самостоятельной, а не ответвлением от кольцевой сети, то надежность ее оценивается полученным в результате расчета показателей $R_{сг}(t)$. Если тупиковая сеть является ответвлением от кольцевой сети, тогда тупиковую сеть заменяют эквивалентным ответвлением с $\omega_{эк\,l}$ и $\Delta Q_{эк\,l}$. Эти параметры используют при расчете кольцевой сети. Поэтому расчетная схема кольцевой сети представляется в виде кольцевой сети с сосредоточенными нагрузками в узлах и без разветвленных ответвлений. Каждая узловая сосредоточенная нагрузка характеризуется эквивалентным значением параметра потока отказов и расчетным расходом. Если это просто ответвление с задвижкой, тогда

$$\omega_l = \omega_г l_{отв} + \omega_з \text{ и } Q_l .$$

Если это разветвленная сеть, тогда рассчитывают для нее величины $R_{сг}(t)$ и далее эквивалентные значения $\omega_{эк\,l}$ и $\Delta Q_{эк\,l}$. За величину $\omega_{эк\,l}$ принимают сумму фактических значений ω_l для всего разветвленного тупикового ответвления, т. е.

$$\omega_{эк\,l} = \sum_l \omega_l .$$

Величину $\Delta Q_{эк\,l}$ рассчитывают из полученного значения $R_{сг}(t)$

$$\frac{1 - R_{сг}(t)}{1 - e^{-\Sigma\omega_l t}} = \sum \frac{\Delta Q_l \omega_l}{Q_0 \Sigma \omega_l} =$$

$$= \frac{1}{Q_0} \frac{\Sigma \Delta Q_l \omega_l}{\Sigma \omega_l} = \frac{\Delta Q_{эк\,l}}{Q_0} ,$$

т. е.

$$\Delta Q_{эк\,l} = \frac{\Sigma \Delta Q_l \omega_l}{\omega_{эк\,l}} \text{ или } \Delta Q_{эк\,l} = \frac{1 - R_{сг}(t)}{1 - e^{-\Sigma\omega_l t}} Q_0$$

9.6. Алгоритм расчета резервированной кольцевой газовой сети

Методика расчета, согласно которой строится алгоритм, состоит из следующих этапов: 1) формирование задания с учетом топологии сети; 2) определение расчетных расходов для всех участков сети; 3) формирование эквивалентированных зон сети; 4) расчет показателя надежности $R_{сг}(t)$.

Составление задания. Первоначально составляется расчетная схема сети (см. рис. 9.11). На схеме изображается только кольцевая часть сети. Предполагается, что все тупиковые ответвления эквивалентированы, поэтому узловая нагрузка (изображаемая на схеме стрелкой) характеризуется двумя показателями:

$$\omega_l, \ \Delta Q_l .$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Алгоритм расчета R_{cr} /t/

Ввод исходных данных

↓

Определение расчетных расходов для участков сети. Преобразуем матрицу Q (I), заменив в ней нули действительными расходами

↓

Просматриваем все номера матрицы Q (I) справа налево до первого участка с нулевой нагрузкой. В рассматриваемом примере по рис. 5.10 – это Q (9).

↓

Для участка с нулевой нагрузкой по матрице NKUZ (J, I) находим его конец и устанавливаем участки, выходящие из него – это 7 – 8 и 7 – 12

↓

По полученным данным и матрице Q (I) рассчитываем расход на участке 9. Он равен: 100 + 50 = 150. Его заносим в Q (9) вместо нуля.

Аналогично заменяем все нули в матрице Q (I) на фактические расходы газа по участкам.

↓

Начало цикла по формированию эквивалентированных зон.

↓

Создаем рабочие массивы: NSU (I) – номеров свободных участков и NSK (I) – номеров свободных концов. Массив NSU (I) строится соответственно нумерации в порядке следования участков в матрице NKUZ (J, I). Он строится сразу, а массив NSK (I) по мере формирования зон.

Первая зона начинается с первого участка. Для него из NKUZ (J, I) берем конец и заносим его в первую клетку матрицы NSK (I), а первый участок из массива NSU (I) исключаем. Для первого свободного конца NSK (2) устанавливаем выходящие участки: 2 – 3, 2 – 9, 2 – 7. На участках 2 – 3 и 2 – 9 задвижек нет, поэтому их включаем в первую зону, а участок 2 – 7 не включаем. Включаем секционирующую задвижку 2 – 7. Участки 2 – 3 и 2 – 9 из NSU (I) вычеркиваем. В массив NSK (I), записываем свободные концы 3 и 7. Конец 9 заканчивается задвижкой. Задвижку включаем в зону. Из конца 3 выходят участки: 3 – 10; 3 – 4. Участок 3 – 10 с задвижкой и задвижку 3 включаем в зону. На этом формирование первой зоны заканчивается. Длины участков и количество задвижек суммируются.

Из массива NSU (I) берется следующий свободный участок: 3 – 4 и аналогично предыдущему формируется следующая зона. Эта процедура продолжается до исчерпания всех свободных участков в массиве NSU (I).

По полученным данным для эквивалентированных зон и приведенным выше формулам рассчитывается R_{cr} /t/.

К

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

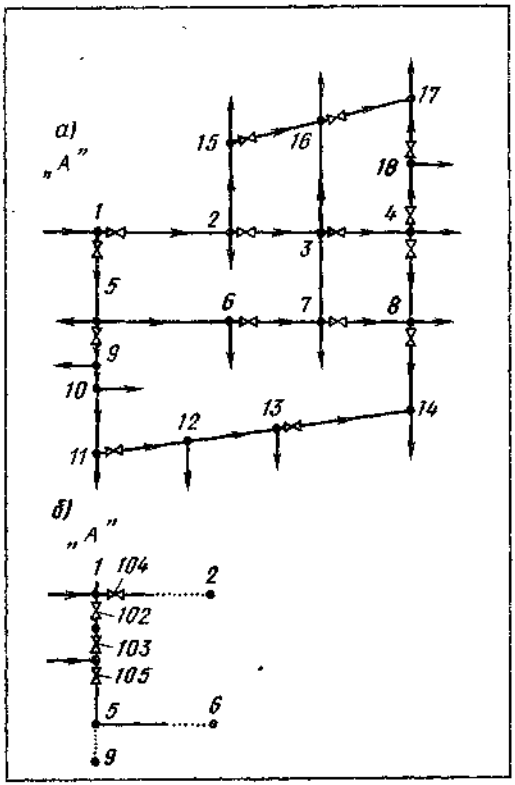


Рис. 9.11. Кольцевая газовая сеть
а—схема кольцевой сети; *б*—узел ввода *А* (расшифровка), *1, 2, 3,...,18* — номера узлов сети; *102..105* в расшифровке *А*

В частности, узловая нагрузка может равняться нулю. Все узлы нумеруются и на каждом участке проставляется стрелка, указывающая направление движения газа. Следовательно, сеть представляет собой конечный связанный ориентированный граф. Нумерация узлов осуществляется произвольно, но первые узлы — узлы питания. Секционирующие задвижки устанавливаем в начале участков, поэтому их обозначаем номером участка.

Узел ввода на рис. 9.11, *а* показан эквивалентированный. Его конструктивная расшифровка дана на рис. 9.11, *б* (узел «*А*»). Он конструируется следующим образом. Из ГРС выходят параллельно две нитки газопроводов. На кольце между ними рядом устанавливаются две задвижки *102* и *103*. Это позволяет при аварийном отказе любой нитки или задвижки обеспечить подачу газа в сеть. (Для простоты рассуждений обозначим задвижки 1—2 и 1—5 дополнительными номерами 104 и 105.) Просмотрим отказы элементов узла ввода: 1) линейный участок от ГРС в узел *1*; перекрываем задвижки *104* и *102*; 2) дублирующий линейный участок от ГРС, перекрываем задвижки *103* и *105*; 3) задвижка *102*, перекрываем задвижки *104* и *103*; 4) задвижка *103*, перекрываем задвижки *102* и *105*.

При всех рассмотренных четырех отказах выключение из системы отказавшего элемента не приводит к прекращению подачи газа в сеть. Газ подается по той нитке подводящих газопроводов, которая не отключена от сети. Следовательно, рассмотренная конструкция узла ввода исключает возможность полного прекращения подачи газа в сеть. Отказы задвижек *104* или *105* приводят к необходимости отключения соответствующих участков (*1—2* или *1—5*), но подача газа в сеть будет осуществляться по неотказавшему участку. Эти отказы рассматриваются в расчете надежности наряду с другими отказами.

Учитывая изложенное, фактическая конструкция узла «*А*» может быть эквивалентирована узлом *1* и двумя задвижками справа и слева от узла *1* (см. рис. 9.11, *а*). При этом, при отказе правой задвижки, газ в сеть будет поступать через левую, а при отказе левой — через правую. Это учитывается в расчете надежности.

Схема сети и основные ее параметры задаются массивом *NNK(II)*, в который включается матрица инциденций (матрица вершин). Число столбцов массива (*I*) равно числу участков сети. В строчках помещаются следующие данные: *1*— строчка — начала участков, *2* — строчка — концы участков, *3* — строчка указывает на наличие задвижки на участке: *1*— если задвижка есть, *0*— если задвижки нет, *4*— строчка — длины участков.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Для определения расходов газа по участкам сети задается матрица узловых расходов $SQ(K)$. Задаются также: $\omega_г$, $\omega_з$, t. *Расчетные расходы* для участков сети определяют по методике, близкой к методике расчета тупиковых газовых сетей.

Массив $NNK(JI)$

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1	1	2	3	1	5	6	7	4	5	9	10	11	12	13	8	2	15	16	4	18
2	2	3	4	5	6	7	8	8	9	10	11	12	13	14	14	15	16	17	18	17
3	1	1	1	1	0	1	1	1	1	0	0	1	0	1	1	0	1	1	1	1
4	3	2	2	2	3	2	2	2	1	0,5	1,5	2,2	2,2	3,3	2	2	2,2	2,2	1,5	1,5

Массив $SQ(K)$

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1	0	500	1200	10000	500	500	8000	1200	1000	1000	700	700	600	10000	600	1000	7000	500

Рассмотрим методику формирования эквивалентированных зон сети. Эквивалентирование начинаем с первого узла (узла ввода) и первого участка. На рис. 9.11 это узел *1*, участок *1—2* и задвижка *1*. Участок *1—2* включаем в первую зону. Задвижку *1*, которая является границей первой зоны, включаем в вспомогательный массив $NZ(I)$ по нумерации, принятой в массиве $NNK(JI)$, и в первой строке этого массива в столбце участка *1* (*1—2*) записываем единицу, т. е. фиксируем, что зона *1* граничит с задвижкой *1*. Узел *2* является свободным концом первой зоны. Ищем в массиве $NNK(J, I)$ участки, выходящие из узла *2*, в первой строке массива — начал участков. Из узла *2* выходит: *2—3* с задвижкой в начале (третья строка) и *2—15* без задвижки. В первую зону включаем участок *2—15*, задвижку *2—3*, которая является границей первой зоны, включаем в массив $NZ(I)$, в котором в столбце *2* проставляем 1. Рассматриваем оставшиеся свободные концы участков первой зоны — это узел *15*. Из него выходит участок *15—16* с задвижкой *15 (16)*, которая является границей первой зоны. Так как больше свободных концов нет — первая зона сформирована. Проставляем единицу в массиве $NZ(I)$ в колонке *17*. В первую зону вошли участки *1—2* и *2—15*. Определяем длину газопроводов первой зоны из массива $NNK(J, I)$ — четвертая строка. $\sum L_к = 3+2=5$ км. Число задвижек — одна. В зону входят узлы *2* и *15* (первый узел не учитываем), которые несут нагрузки 500 и 600, поэтому $\Delta Q_1 = 500+600=1100$ м^3/ч. Первая зона имеет следующие свободные граничные участки: *1—5, 15—16, 2—3*. Их заносим во вспомогательный массив $NSU(I)$. В соответствующие столбцы *1*: *4, 17, 2*.

Массив $NZ(I)$

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1	1	1		2		2			2								1			
2																				

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Массив $NSU(I)$

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1		2		1		6			5								15			
2		3		5		7			9								16			

Начинаем формировать вторую зону. В качестве первого участка выбираем первый свободный граничный участок, расположенный слева в массиве $NSU(I)$. Это участок *1—5* с задвижкой *1(5)*. Участок *1—5* включаем во вторую зону, а задвижку *1(5)* отмечаем в массиве $NZ(I)$. Из узла *5* выходят участки *5—6* без задвижки, его включаем в зону и *5—9* с задвижкой *5(9)*. Задвижка *5(9)* — граница второй зоны, поэтому делаем соответствующую отметку в массиве $NZ(I)$. Из узла *6* выходит участок *6—7* с задвижкой *6(7)*. Это граница второй зоны. Делаем соответствующую отметку в массиве $NZ(I)$. Во вторую зону вошли: участки *1—5*, *5—6* и задвижка *1(5)*. $\Sigma L_к = 2+3=5$ км, $\Delta Q_2 = Q_5 + Q_6 = 500+500=1000$ м^3/ч. Из второй зоны выходят свободные граничные участки: *5—9* и *6—7*. Эти участки записываем в массив $NSU(I)$. Участок *1—5* перестал быть свободным, поэтому его стираем в массиве $NSU(I)$. Аналогично формируем последующие зоны вплоть до исчерпания всех участков. На рис. 9.11 все получающиеся зоны для сети оконтурены через секционирующие (граничные) задвижки. Всего получилось двенадцать зон. Сеть имеет пятнадцать секционирующих задвижек. Следовательно, для примера газовой кольцевой сети, изображенной на рис. 9.11, получается всего двадцать пять эквивалентированных элементов, которые учитываем в расчете надежности.

По полученным характеристикам зон газопроводов и исходным данным определяем их суммарные характеристики.

1) параметр потока отказов зоны

$$\omega_j = \omega_г \sum_j L_к.$$

2) вклад в ненадежность системы зоной

$$\sigma_j = \omega_j \Delta Q_j.$$

После формирования зон газопроводов сети необходимо учесть вклад в ненадежность секционирующими задвижками. Каждая секционирующая задвижка представляет собой самостоятельный элемент, отказ которого приводит к необходимости отключения двух соседних зон, на границе которых она расположена. Поэтому при отказе задвижки отключаемая мощность равна сумме отключаемых мощностей, соответствующих отключаемым зонам Отключаемые зоны определяем из массива $NZ(I)$. Таким образом, для каждой задвижки, обозначенной в массиве $NNK(J, I)$, устанавливаем:

$$\omega_з \text{ и } \Delta Q_{з\,j} = \Delta Q_{j,1} + \Delta Q_{j\,2},$$

где $\Delta Q_{j\,1}$ и $\Delta Q_{j\,2}$ — отключаемые мощности при отказе соседних зон с задвижкой, обозначенных в первой и второй строках массива $NZ(I)$

Только задвижки, примыкающие к узлу питания, имеют по одной соседней зоне. Они включены соответственно в эти зоны.

Рассчитываем вклад в ненадежность системы, вносимый задвижками:

$$\sigma_{з\,j} = \omega_з \Delta Q_{з,j}.$$

Заканчиваем расчет надежности с учетом зон газопроводов и секционирующих задвижек:

1) определяем сумму параметров потоков отказов всех элементов системы:

$$\Omega = \sum_{j=1}^{j=MZ} (\omega_г \sum_j L_к) + \omega_з NZ,$$

где MZ — общее число газопроводных зон, NZ — общее число секционирующих задвижек, исключая головные задвижки,

2) определяем вклад в ненадежность газовой сети всеми элементами:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\sigma=\sum_{j=1}^{j=MZ}\sigma_j+\sum_{зj=1}^{зj=NZ}\sigma_{зj};$$

3) определяем показатель надежности $R_{cr}(t)$

$$R_{cr}(t)=1-\frac{1-e^{-T\Omega}}{Q_0\Omega}\sigma$$

9.7. Нормирование основного показателя надежности газовой сети $R_{cr}(t)$

Выражение для расчета показателя надежности $R_{cr}(t)$ можно преобразовать так:

$$R_{cr}(t)=1-\sum_{j=1}^{j=t}\frac{\Delta Q_j\omega_j}{Q_0\Sigma\omega_t}\left(1-e^{-\Sigma\omega_j t}\right)=$$

$$=1-\frac{M\Delta Q_t}{Q_0},$$

где $M\Delta Q_t=\sum_{j=1}^{j=t}\frac{\Delta Q_j\omega_j}{\Sigma\omega_t}\left(1-e^{-\Sigma\omega_j t}\right)=$

$$=\Delta Q_{cp}^{\Phi}\left(1-e^{-\Sigma\omega_j t}\right),$$

$$\Delta Q_{cp}^{\Phi}=\sum_{j=1}^{j=t}\frac{\Delta Q_j\omega_j}{\Sigma\omega_t},$$

$M\Delta Q_t$ — математическое ожидание отключаемой мощности в аварийных ситуациях, ΔQ_{cp}^{Φ} — фактическая средняя величина отключаемой мощности в аварийных ситуациях

Нормативные значения $R_{cr}(t)$ можно получить исходя из допустимого значения ΔQ_{cp}^{Φ}. На основании анализа работы и ремонта действующих систем газоснабжения с учетом мощностей аварийно-восстановительных служб можно принять нормативные значения для ΔQ_{cp}^{Φ}=6000. .10 000 м^3/ч. Меньшие значения принимаются для городов с меньшей численностью населения. Из анализа плотности газовой сети, отнесенной к плотности населения, ее насыщенности оборудованием и принимая t=10 лет можно рекомендовать следующие нормативные значения $R_{cr}(10)$, приведенные ниже:

население города в тыс чел <100, 100—500, 500—1000, >1000 соответственно R_{cr} 0,95, 0,97, 0,98, 0,99

При отказе элемента кольцевой газовой сети ее переводят на режим лимитированного газоснабжения. Для полной оценки надежности газовой сети необходимо знать вероятность попадания потребителей в лимитированный режим газоснабжения и эту вероятность нормировать. В результате ограничивается зона потребителей, получающих пониженный расход газа при аварийных ситуациях. Вероятностный показатель определяется уравнением:

$$q_л=1-e^{-\Sigma\omega_t'},$$

где $\Sigma_{\omega_t'}$ — сумма параметров потоков отказов всех элементов кольцевой части сети участки которой взаимно резервируют друг друга

При проектировании необходимо соблюдать условие $q_л\leqslant q_л^{норм}$. За нормативное значение $q_л^{норм}$ рекомендуется принять величину в 0,02. Нормированное значение $q_л$ определяет размеры взаимно резервируемой части кольцевой сети высокого (среднего) давления города. При отказе ее элемента на лимитированное газоснабжение переводят только потребителей этой части. Потребители, не вошедшие в эту часть сети, получают расчетные расходы газа. На такие условия рассчитывают диаметры кольцевой сети при аварийных гидравлических режимах.

9.8. Оценка надежности газоснабжения отдельных потребителей

Отказ на кольцевой сети приводит к необходимости отключения отдельных потребителей. Для оценки частоты отключения потребителя t от кольцевой части сети следует рассчитать вероятность отключения в течение года:

$$q_{откt}=1-e^{-\Sigma\omega_t},$$

где $\Sigma\omega_t$ — сумма параметров потоков отказов элементов, входящих в секционированную зону

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

кольцевой сети, отказ которой приводит к отключению потребителей.

Учитывая то, что отключение потребителей наносит большой социальный и экономический ущерб, вероятность отключения должна быть нормирована. Нормативное значение целесообразно принять равным:

$$q_{\text{откт}}^{\text{норм}}=0{,}005,$$

следовательно, $q_{\text{откт}}$ должно быть меньше или равно 0,005. Величина нормативного значения $q_{\text{откт}}$ определяет степень секционирования кольцевой сети и насыщенность секционированной зоны оборудованием. Так как ущерб связан с длительностью отключения потребителей, которая зависит от времени ремонта или замены элемента (время восстановления) $t_{\text{восст}}$, поэтому $t_{\text{восст}}$ следует нормировать. Это будет детерминированный — второй показатель надежности для отключаемого потребителя. Нормативное значение $t_{\text{восст}}^{\text{норм}}$ принимаем равным 7 ч. Это условие определяет необходимую производственную оснащенность и технический уровень аварийно-восстановительной службы.

Любые отказы на нерезервированной части сети высокого (среднего) давления приводят к отключению одного или группы потребителей.

Для оценки таких отключений используется тоже вероятностный показатель надежности

$$q_{\text{откн}}=1-e^{-\Sigma\omega_i},$$

где $\Sigma\omega_i$ — сумма параметров потоков отказов газопроводов и всего оборудования ответвления по пути газа от кольцевой части сети до наиболее удаленного потребителя. Таких потребителей предположительно может быть несколько. Для всех таких потребителей следует провести расчеты.

Показатель $q_{\text{откн}}$ рассчитывают для одного года, а его нормированное значение накладывает ограничения на длину и насыщенность оборудованием ответвления к потребителю. Нормированное значение $q_{\text{откн}}^{\text{норм}}$ принимаем равным 0,01. Следовательно, при проектировании тупиковых сетей высокого (среднего) давления необходимо соблюдать условие $q_{\text{откн}}\leqslant 0{,}01$. Второй детерминированный показатель надежности принимают таким же, как и в случае отключения потребителей при отказах на кольцевой части сети, т. е. $t_{\text{восст}}^{\text{норм}}=7$ ч.

Глава 10
Технико-экономический расчет газовых сетей

10.1. Технико-экономическое обоснование схем городских газовых сетей

Система газоснабжения должна быть не только надежной и безопасной в эксплуатации, но и экономично спроектированной. Поэтому технико-экономический расчет газопроводов представляет собой одну из важнейших задач. Любой вариант системы газоснабжения оценивают капитальными вложениями К, руб. (стоимостью строительства), издержками на эксплуатацию И, руб/год (величиной, определяющей себестоимость транспортирования газа) и приведенными затратами З, руб/год:

$$З=И+(1/Т)К=И+ЕК,$$

где Т — нормативный срок окупаемости ($Т=8{,}33$ года); Е — нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений ($E=0{,}12$ 1/год)

Стоимость газопроводов зависит от стоимости труб и стоимости строи-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

тельства, которая определяется глубиной укладки труб, характеристикой грунта и дорожного покрытия, способами соединения труб, степенью механизации производства работ и т. д. Перечисленные показатели с известным приближением делят на две группы: зависящие и не зависящие от диаметра труб. Такое деление имеет большое значение для технико-экономических расчетов, так как положение минимума функции стоимости не зависит от постоянных величин. Стоимость труб — основная составляющая общей стоимости смонтированного газопровода — в наибольшей степени зависит от диаметра. Для городских газопроводов толщина стенки трубы всегда бывает больше величины, необходимой по условию прочности, поэтому стоимость городских газопроводов практически не зависит от давления газа. Стоимость земляных работ в меньшей степени зависит от диаметра труб, чем стоимость газопровода, а глубина его укладки вообще очень слабо зависит от диаметра. Для определения зависимости стоимости газопровода от диаметра труб составляют сметы на строительство газопроводов разных диаметров при различных условиях прокладки. Для городских газопроводов эту зависимость можно представить формулой

$$К_г = a + b_1 d ,$$

где $К_г$ — стоимость 1 м уложенного газопровода, руб/м; a — коэффициент стоимости, руб/м; b_1 — коэффициент стоимости, руб/(см×м); d — диаметр газопровода, см.

Капитальные вложения в газопроводы можно определять по упрощенной зависимости

$$К_г = bd . \qquad (10.1)$$

Для городских газопроводов и средних условий прокладки значение коэффициента b изменяется в пределах 0,5...0,6 руб/(м·см). Стоимость газорегуляторных и газораспределительных станций зависит от типа и пропускной способности станций и определяется по сметам.

Эксплуатационные издержки для городских систем газоснабжения складываются из следующих основных частей: 1) амортизационных отчислений, включая расходы на капитальный ремонт; 2) расходов на текущий ремонт и обслуживание. Для определения себестоимости внутригородского транспортирования газа эксплуатационные издержки делят на годовое потребление газообразного топлива городом Q, м^3/год.

Амортизационные отчисления, расходы на текущий ремонт и обслуживание определяют как долю от капиталовложений. В этом случае эксплуатационные издержки рассчитывают по формуле, аналогичной формуле для капитальных вложений:

$$И = (f' + f'')К,$$

где f' — доля амортизационных отчислений (включая расходы на капитальный ремонт) от капитальных затрат; f'' — доля расходов на обслуживание и текущий ремонт от К.

Расходы по текущему ремонту и обслуживанию городских газовых сетей в основном зависят от протяженности газопроводов и в незначительной степени от их диаметра. В технико-экономических расчетах расходы можно принимать пропорциональными длине газопроводов. Таким образом, эксплуатационные издержки на газопроводы определяют по формуле

$$И_г = f'К + \delta \Sigma l , \qquad (10.2)$$

где δ — стоимость обслуживания 1 м газопровода руб/(м·год)

В настоящее время обычно проектируют и строят двухступенчатые системы газоснабжения. Они имеют сети высокого давления (0,6 МПа), по которым газ транспортируют промышленным потребителям и в сетевые газорегуляторные пункты, а также сети низкого давления, к которым присоединяют жилые и общественные здания, мелкие коммунальные потребители и небольшие отопительные котельные.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

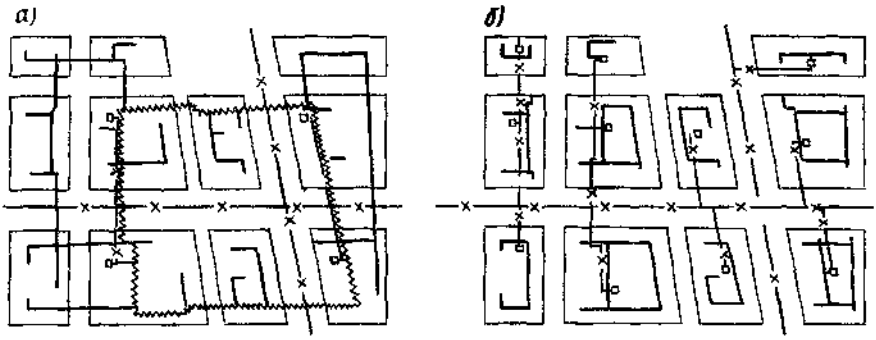


Рис. 10.1. Схемы газовых сетей *а*—схема сетей с ГРП, *б*—схема сетей с КРП

На рис. 10.1 показана схема распределительной газовой сети жилого микрорайона с ГРП. Газорегуляторные пункты располагают в центре нагрузки; их число определяют технико-экономическим расчетом. Газ к ГРП поступает по ответвлениям от городской сети высокого давления. Сеть низкого давления выполнена смешанной, т. е. магистральные линии закольцованы, а ответвления к зданиям и группам зданий запроектированы тупиковыми. Для повышения надежности газоснабжения кольцо газопроводов низкого давления, объединяющее ГРП, имеет постоянный диаметр. Это резервирует точки питания со стороны низкой ступени давления: при выключении ГРП потоки газа от соседних ГРП направляются кратчайшим путем в зону отключенного ГРП. Такое решение газовой сети обеспечивает необходимую надежность.

Если по условиям планировки и застройки города нельзя прокладывать сети высокого давления (не позволяют размеры улиц и проездов), то проектируют сеть среднего давления 0,3 МПа (изб.). В таком случае может быть принята двухступенчатая (среднее — низкое давление) или трехступенчатая (высокое — среднее — низкое давление) система. В трехступенчатой системе высокое давление заменяют средним только в центральной, плотно застроенной и населенной части города. Выбор того или иного варианта определяют технико-экономическим расчетом.

Распределительная сеть низкого давления состоит из наружной и внутридомовой сетей. По действующему СНиПу в газопроводах жилых и общественных зданий разрешено поддерживать только низкое давление. Поэтому внутридомовую сеть низкого давления используют в любой системе газоснабжения. Отсюда основным резервом снижения стоимости распределительных городских газовых сетей может служить замена наружных сетей низкого давления сетями среднего давления.

Потери давления в газопроводах обратно пропорциональны давлению газа. С повышением давления диаметры газопроводов уменьшаются, следовательно, и снижается стоимость сети. Диаметр газопровода определяют из выражения

$$d = \left(\frac{a}{2}\right)^{0,19} \frac{Q^{0,38}}{\Delta p^{0,19} \cdot p_{ср}^{0,19}}.$$

Капитальные вложения в строительство газопроводов пропорциональны диаметрам. Для участков сети с одинаковыми расходами газа снижение капитальных вложений при увеличении давления определяют с использованием предыдущей зависимости из формулы

$$K_{в.с} = K_{н} \left(\frac{p_{н}}{p_{в.с}}\right)^{0,19} \cdot \left(\frac{\Delta p_{н}}{\Delta p_{в.с}}\right)^{0,19},$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где $К_{в.с}$ и $К_н$ — капитальные вложения в сети высокого (среднего) и низкого давлений, $p_{в.с}$ и $p_н$ — среднее давление газа по длине соответствующих газопроводов; $\Delta p_{в.с}$ и $\Delta p_в$ — перепады давления

С ростом давления газа увеличивается расчетный перепад, что также приводит к уменьшению стоимости сети. Определим снижение капитальных вложений в газовые сети различных давлений. Примем следующие перепады:

для СНД*: $p_н = 1$ кПа;

$p_н = 3$ кПа (абс.);

для ССД: $p_{макс} = 0{,}1$ МПа (изб.);

$\Delta p'_с = 0{,}15 \cdot 0{,}1 = 0{,}015$ МПа;

$p'_с = 0{,}093$ МПа (изб.);

для ССД: $p_{макс} = 0{,}3$ МПа (изб.);

$\Delta p''_с = 0{,}15 \cdot 3 = 0{,}045$ МПа;

$p''_с = 0{,}277$ МПа (изб.);

для СВД: $p_{макс} = 0{,}6$ МПа (изб.);

$\Delta p_в = 0{,}15 \cdot 0{,}6 = 0{,}09$ МПа;

$p_в = 0{,}555$ МПа (изб.).

В результате расчета получаем значения капитальных вложений в сети ССД и СВД в долях от капитальных вложений в сеть СНД: ССД (0,1 МПа) — $К'_с = 0{,}53\ К_н$; ССД (0,3 МПа) — $К''_с = 0{,}387\ К_н$; СВД (0,6 МПа) — $К_в = 0{,}287\ К_н$. Приведенные данные показывают, что капитальные вложения (и соответственно металловложения) в газовые сети можно значительно снизить, если проектировать их на более высокое давление. Как отмечалось выше, основным резервом снижения стоимости городских газовых сетей является перевод наружных СНД на среднее давление. Этот принцип следует положить в основу классификации распределительных сетей жилых микрорайонов. По степени перевода на среднее или высокое давление различают три модификации систем газоснабжения.

Система с газорегуляторными пунктами (ГРП). В ней по сетям среднего (или высокого) давления транспортируют только основные потоки газа, а между бытовыми и мелкими коммунальными потребителями распределяют его по широко развитым СНД (см. рис. 10.1,*а*).

Система с квартальными регуляторными пунктами (КРП см. рис. 10.1, *б*). Здесь большую часть наружных СНД переводят на среднее или высокое давление. КРП оборудуют регуляторами малой производительности, соответствующей потребности примерно одного квартала; устанавливают их в шкафах или киосках. Поэтому КРП имеют значительно меньшую стоимость, чем ГРП. Наружные сети представляют собой малоразветвленные, преимущественно тупиковые газопроводы, соединяющие отдельные здания квартала с КРП.

Система с домовыми регуляторными пунктами (ДРП). Наружную распределительную сеть бытовых и коммунальных потребителей в этой системе полностью проектируют среднего давления. Современные системы рассматриваемого типа оборудуют комбинированными регуляторами давления. Комбинированные регуляторы устанавливают на наружных стенах жилых домов и предприятий бытового обслуживания и от них подают газ во внутридомовые газопроводы.

1. **Система с ГРП** (см. рис. 10.1,*а*). Равномерно распределена по территории, кольцевая, разветвленная, со значительным количеством пересечений проездов. Для районов старой планировки газопроводы прокладывают по всем улицам и проездам. Пересекаясь, они образуют большое количество колец. В условиях новой планировки газопроводы прокладывают внутри кварталов и кольцуют основные магистрали. Регуляторные пункты имеют пропускную способность 1000... 3000 м^3/ч, радиус действия 400... 800 м. Располагают их в отдельно стоящих отапливаемых зданиях. Средний диаметр подводящих газопроводов 100...150 мм. По СВД транс-

* Здесь и далее газовые сети низкого, среднего и высокого давления сокращенно будем называть соответственно СНД, ССД, СВД

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

портируют газ промышленным потребителям и сетевым ГРП. Сеть многоразветвленная с кольцеванием основных линий. Эта система получила наибольшее распространение. Для таких систем разработано надежное газорегулирующее оборудование необходимой производительности. Накоплен достаточный опыт проектирования и эксплуатации системы. Эксплуатация сравнительно небольшого числа регуляторных станций довольно проста. Опасность, возникающая при утечке газа на СНД, меньше, чем при утечке из сетей высокого и среднего давления. Систему с ГРП можно проектировать для районов старой застройки. Она надежна, удобна в эксплуатации, но менее экономична, чем система с КРП.

2. **Система с КРП.** Такая система является внутриквартальной, разветвленной, частично закольцованной по основным линиям с незначительным числом пересечений проездов. Пропускная способность распределительного пункта (РП) 100...500 м^3/ч радиусом действия 50...200 м, который размещен в отапливаемом шкафу, расположенном на стене здания или вблизи него. Средний диаметр подводящих газопроводов 50...100 мм. По СВД газ передают промышленным потребителям и сетевым КРП. Сеть значительно разветвлена, основные городские линии и межквартальные газопроводы закольцованы. Можно также использовать вариант, состоящий из двух ступеней — СВД и ССД.

Наиболее рациональной и экономичной является внутриквартальная прокладка распределительных газопроводов при минимальном пересечении межквартальных проездов, имеющих усовершенствованные покрытия и в значительной степени загруженных транспортом. Значительную часть внутриквартальной прокладки осуществляют надземным способом по зданиям. В южных районах страны надземная прокладка является преимущественной. При трассировке газопроводов внутри кварталов РП размещают в каждом квартале. Разработаны типовые отапливаемые шкафные установки. Системы с КРП широко распространены.

3. **Система с ДРП.** Сеть этой системы имеет две ступени давления: по СВД газ передают промышленным потребителям и в центральный ГРП; по ССД газ распределяют между домовыми распределительными пунктами. При освоении комбинированных регуляторов давления такая система представляется перспективной.

Оптимальный радиус ГРП. При проектировании многоступенчатых систем газоснабжения возникает вопрос об экономически оптимальном радиусе действия R газорегуляторных пунктов. Действительно, с увеличением числа ГРП уменьшается стоимость сети низкого давления, но повышается стоимость самих ГРП, а также сети среднего или высокого давления, которая питает регуляторные пункты. Следовательно, существует оптимальное значение R, при котором общие приведенные годовые затраты на систему будут минимальными. Найдем выражения для приведенных годовых затрат на систему и отнесем их к единице газифицируемой площади города.

Приведенные затраты на ГРП. Под радиусом действия ГРП понимаем среднее расстояние по прямой от ГРП до точек встречи потоков газа на границе раздела. В соответствии с рис. 10.2,*а* и *б* радиус действия ГРП определяют по формулам:

$$R=\frac{\sqrt{2}}{2}\sqrt{\frac{F}{n}}=0{,}71\sqrt{\frac{F}{n}}, \quad n=\frac{F}{2R^2}$$

где n — число ГРП, F — газифицируемая площадь, включая площадь проездов, м^2.

Обозначим через Р, руб., стоимость строительства одного ГРП, тогда капитальные вложения в газорегуляторные пункты $К_{рп}$ будут равны:

$$К_{рп}=0{,}5РF/R^2. \qquad (10.3)$$

Эксплуатационные издержки $И_{рп}$ определим как долю капитальных вложений

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$И_{р\,п}=(f'_{р\,п}+f''_{р\,п})K_{р\,п}, \qquad (10.4)$$

где $f'_{р\,п}$ — доля амортизационных отчислений, включая расходы на капитальный ремонт, от капитальных затрат, $f''_{р\,п}$ — доля расходов на обслуживание и текущий ремонт от капитальных вложений.

Приведенные годовые затраты $З_{р\,п}$, руб/(год·м^2), на ГРП вычисляют по формуле

$$З_{р\,п}=A_1/R^2, \qquad (10.5)$$

где A_1 — постоянный коэффициент ($A_1 = 0{,}5f_{р\,п}Р$);

$$f_{р\,п}=f'_{р\,п}+f''_{р\,п}+1/T.$$

Приведенные затраты на сеть низкого давления. Считая, что сеть низкого давления работает преимущественно в области гидравлически гладких труб, примем следующую расчетную формулу:

$$\Delta p = a\,\frac{Q^{1,75}}{d^{4,75}}\,l,$$

где Δp — перепад давления в сети низкого давления, Па; a — коэффициент, зависящий от состава газа; Q — расчетный расход газа, м^3/ч; d — диаметр газопровода, см; l — длина газопровода, м

Считая, что сеть низкого давления несет только путевую нагрузку и рассчитана по постоянному удельному падению давления, определим средний диаметр $d_{ср}$, характеризующий сеть в целом:

$$d_{ср}=a^{0,21}(0{,}55\,q\alpha R)^{0,368}\left(\frac{\alpha R}{\Delta p}\right)^{0,21}, \qquad (10.6)$$

где 0,55 $q\alpha R$ — расход газа, по которому рассчитан средний диаметр;

$$q=Q/\Sigma l_{с\,н},$$

где q — удельный путевой расход газа, м^3/(ч·м), Q — расчетный расход газа для всей сети низкого давления, м^3/ч; $\Sigma l_{с\,н}$ — общая протяженность сети низкого давления, м, $\alpha = R_1/R$ — коэффициент расположения регуляторных пунктов (равен отношению длины пути газа от точки питания до концевой точки R_r к радиусу R действия ГРП).

На рис. 10.2 показаны возможные крайние схемы расположения ГРП на сети низкого давления, имеющей квадратные кольца (как предельно простые), при этом для схемы 10.2,*а* $\alpha=1$; ГРП расположены наиболее экономично (в шахматном порядке). Для схемы рис. 10.2, *б* $\alpha=1{,}41$; ГРП расположены в коридорном порядке; в среднем можно принять $\alpha=1{,}3$.

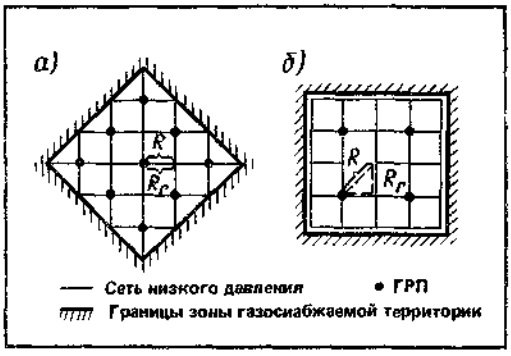


Рис. 10.2. Схема газопровода низкого давления двухступенчатой системы газоснабжения *а* — шахматное расположение ГРП (радиус действия ГРП равен радиусу действия газопроводов ($\alpha=1$)], *б* — коридорное расположение ГРП (радиус действия ГРП меньше радиуса действия газопроводов ($\alpha=1{,}41$)]

Учитывая, что трубы малых диаметров для подземной прокладки не применяют и что расчетный перепад давлений в отдельных случаях может быть не полностью использован, средний диаметр, полученный по формуле (10.6), следует увеличить на 10... ...15 %, т. е.

$$d_{ср}=0{,}9\left(\frac{a}{\Delta p}\right)^{0,21}\cdot q^{0,368}\cdot(\alpha R)^{0,578}. \qquad (10.7)$$

Формула (10.7) определяет средний диаметр с точностью, достаточной для технико-экономических расчетов. Стоимость 1 м проложенного газопровода в диапазоне диаметров, применяемых для подземной сети, находят по уравнению (10.1), которое должно давать наибольшую точность в пределах диаметров 100...200 мм, так как для большинства городов средний диаметр газопроводов заключается в этих пределах.

На основании изложенного капитальные вложения в строительство сети низкого давления определяют по следующему приближенному уравнению:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$K_{с\,н}=0{,}9b\left(\frac{a}{\Delta p}\right)^{0{,}21}\cdot q^{0{,}368}\cdot(\alpha R)^{0{,}578}\cdot\Sigma l_{с\,н}. \quad (10.8)$$

Точность вычисления значения $K_{с\,н}$ достаточна для экономических расчетов. Уравнение (10.8) указывает на связь между капитальными вложениями, параметрами сети $\Delta p, q$ и R, а также позволяет определить капитальные вложения в сеть без расчета ее диаметров.

Эксплуатационные издержки на сеть низкого давления находят по формуле (10.2). Используя предыдущие зависимости, получим уравнение для вычисления приведенных годовых затрат на сеть низкого давления, руб/(год·м^2):

$$З_{с\,н}=A_2+A_3R^{0{,}578}; \quad (10.9)$$

$$A_2=\delta_{с\,г}\varphi_1;$$

$$A_3=0{,}9\,f_{с\,н}\varphi_1 b\alpha^{0{,}578}\left(\frac{a}{\Delta p}\right)^{0{,}21}\cdot q^{0{,}368};$$

$$f_{с\,н}=f'_{с\,н}+1/T,$$

где φ_1 — коэффициент плотности сети низкого давления, 1/м:

$$\varphi_1=\Sigma l_{с\,н}/F.$$

Для сети, показанной на рис. 10.2,

$$\varphi_1=2/l,$$

где l — средняя длина одной стороны кольца.

Коэффициенты A_2 и A_3 являются постоянными величинами. Так как коэффициент A_2 не зависит от R, то его можно не учитывать при нахождении $R_{опт}$.

Приведенные затраты на сеть среднего или высокого давления. При определении влияний стоимости сети среднего или высокого давления на оптимальный радиус действия ГРП используем следующую методику. Предположим, что система газоснабжения была спроектирована при определенном значении R. Если оптимальный радиус не совпадает с принятым R, то с переходом к $R_{опт}$ изменится стоимость сети среднего давления. С изменением радиуса действия ГРП общая нагрузка сети среднего давления остается той же, но меняются конфигурация и протяженность сети, главным образом ее концевых участков (тупиков), при помощи которых ГРП присоединены к сети. Основные линии, питающие ГРП (кольца, полукольца, луч), останутся почти неизменными. Поэтому с известным приближением переменную часть стоимости сети среднего давления можно считать пропорциональной суммарной длине тупиковых ответвлений, которыми присоединяются ГРП к основным линиям. Суммарную длину тупиковых ответвлений определим по формуле

$$\Sigma l_{от}=\varphi_2 Rn=0{,}5\varphi_2 F/R,$$

где φ_2 — коэффициент структуры сети среднего давления, равный 0...2 (2 — при последовательном расположении нескольких станций на одном ответвлении); в расчетах можно принимать $\varphi_2=1$.

Переменная часть капитальных вложений в сеть в рублях составит:

$$K_{с\,с}=\Sigma l_{от}K_{г\,с}=0{,}5\varphi_2 FK_{г\,с}/R,$$

где $K_{г\,с}$ — стоимость 1 м газопровода среднего давления, руб/м

Переменная часть эксплуатационных издержек, руб/год, будет равна:

$$И_{с\,с}=f'_{с\,с}K_{с\,с}+\delta_{с\,с}\Sigma l_{от},$$

где $\delta_{с\,с}$ — стоимость эксплуатации 1 м газопровода среднего давления, руб/(м·год).

Переменную часть приведенных затрат $З_{с\,с}$, руб/(год·м^2), определим по формуле

$$З_{с\,с}=A_4/R,$$

$$A_4=0{,}5\varphi_2(f_{с\,с}K_{г\,с}+\delta_{с\,с}), \quad (10.10)$$

где A_4 — постоянный коэффициент.

Переменная часть общих приведенных годовых затрат в руб/(год·м^2) составит:

$$З=A_1/R^2+A_3R^{0{,}578}+A_4/R. \quad (10.11)$$

Из условия минимума приведенных годовых затрат $R_{опт}$ будет равен:

$$dЗ/dR=-2A_1/R^3+$$

$$+0{,}578\,A_3/R^{0{,}422}-A_4/R^2=0$$

или

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$R_{опт}=S_1^{0,388}(1+S_2R_{опт})^{0,388}, \quad (10.12)$$

где

$$S_1=\frac{1,92}{\alpha^{0,578}\cdot a^{0,21}}\cdot\frac{f_{рп}p}{f_{сн}b}\cdot\frac{\Delta p^{0,21}}{\varphi_1\cdot q^{0,368}};$$

$$S_2=0,5\,\varphi_2\,\frac{l_{сс}K_{гс}+b_{сс}}{f_{рп}p}.$$

Коэффициенты S_1 и S_2 зависят от структуры сети (коэффициентов α, φ_1, φ_2) и экономических показателей. Для конкретной задачи их вычисляют с помощью микрокалькулятора. Величину $R_{опт}$ рассчитывают по алгоритму методом итераций.

Для расчетов по приведенному алгоритму составляют программу.

Для предварительных расчетов с помощью некоторых приближений уравнение (10.12) может быть решено в явном виде. Рассмотрим такое решение. Технико-экономический фактор S_2 учитывает соотношение расходов на подводящие газопроводы среднего давления к ГРП и на ГРП. Как показывают расчеты, для ГРП, располагаемых в отдельно стоящих каменных зданиях, технико-экономический фактор равен:

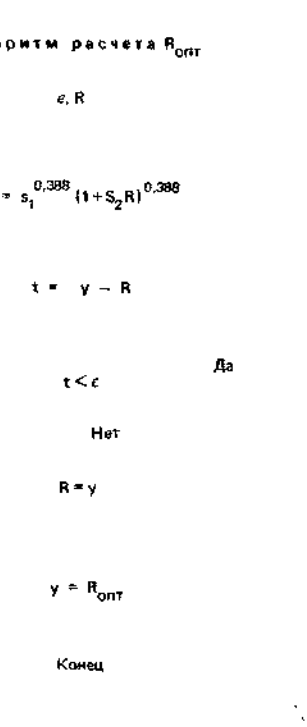
$$S_2=(0,7-1)10^{-3}.$$

В выражении

$$(1+S_2R_{опт})^{0,388}$$

отражено увеличение оптимального радиуса действия, вызванное учетом сети среднего давления. Если сеть среднего давления не принимать во внимание, то выражение $(1+S_2R_{опт})^{0,388}=1$. Для приведенных значений S_2 это выражение можно принять равным в пределах от 1,15 до 1,2. Если в проекте предусмотрен другой тип ГРП (шкафные установки), то это выражение нужно пересчитать.

Для коэффициентов, входящих в технико-экономический фактор, принимаем следующие значения: $\alpha=1,3$; $f_{сн}=0,15$; $T=8$ лет; $a=20,8$. Коэффициент a приведен для природного газа, однако это значение можно сохранить и для других газов. Ошибка в определении $R_{опт}$ составит не более 3 %



Учитывая изложенное, формула для расчета $R_{опт}$ примет вид:

$$R_{опт}=1,38(P/b)^{0,388}\cdot\frac{\Delta p^{0,081}}{\varphi_1^{0,388}\cdot q^{0,143}} \quad (10.13)$$

Величины, входящие в уравнение (10.13), легко определить из принятых проектных решений. Если стоимость предусмотренных в проекте ГРП отличается от стоимости ГРП обычного типа, то постоянный коэффициент в формуле нужно уточнить, используя выражение (10.12). На основе накопленного статистического материала по технико-экономическим показателям, характеризующим системы газоснабжения, формулу (10.13) можно привести к более простому виду. Для этого следует установить зависимость между коэффициентом φ_1, 1/м и плотностью населения m, чел/га:

$$\varphi_1=0,0075+0,003m/100. \quad (10.14)$$

Преобразуем формулу (10.13), выразив удельную нагрузку сети q в

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$м^3/(ч \cdot м)$ через плотность населения m, умноженную на удельный часовой расход газа на 1 чел. e в $м^3/(ч \cdot чел)$ и коэффициент плотности φ_1, т. е.

$$q = \frac{me}{10^4 \varphi_1}.$$

Кроме того, примем величину $b = 0{,}55$ руб/(м·см). Тогда оптимальный радиус (м) составит:

$$R_{опт} = 6{,}5 \frac{P^{0{,}388} \Delta p^{0{,}081}}{\varphi_1^{0{,}245} (me)^{0{,}143}}.$$

Формулы (10.14) и (10.15) устанавливают связь между оптимальным радиусом действия ГРП и основными параметрами системы газоснабжения. При определении величины e в $м^3/(ч \cdot чел)$ следует учитывать всех потребителей, присоединяемых к сети низкого давления. Из рассмотрения формулы (10.15) следует, что значение $R_{опт}$ увеличивается с ростом величины P и Δp и уменьшается с возрастанием φ_1, m и e. При этом наибольшее влияние на $R_{опт}$ оказывают стоимость ГРП и коэффициент плотности сети низкого давления φ_1; меньшее влияние оказывают плотность населения m и часовой расход газа e на 1 чел. и совсем незначительное — расчетный перепад давления Δp.

Оптимальную нагрузку ГРП, $м^3/ч$, находим исходя из площади, обслуживаемой ГРП и равной $2R^2$, плотности населения и удельного расхода газа на 1 чел.:

$$Q_{опт} = meR^2/5000. \qquad (10.16)$$

Если в проекте не удается выдержать оптимальное количество ГРП, то лучше запроектировать меньшее число станций, так как в направлении значений $R > R_{опт}$ кривая приведенных затрат на систему поднимается более полого, чем в направлении $R < R_{опт}$.

Пример 10.1. Определить оптимальный радиус и оптимальную нагрузку ГРП исходя из следующих данных: стоимость P одного ГРП равна 3300 руб., расчетный перепад давления для распределительной сети низкого давления $\Delta p = 1000$ Па, плотность населения $m = 300$ чел/га, удельный часовой расход на 1 чел. $e = 0{,}1$ $м^3/(ч \cdot чел)$.

Решение:

1) определяем коэффициент φ_1:

$$\varphi_1 = 0{,}0075 + 0{,}003(m/100) = 0{,}0075 + 0{,}003(300/100) = 0{,}0165;$$

2) определяем величину $R_{опт}$:

$$R_{опт} = 6{,}5 \frac{P^{0{,}388} \Delta p^{0{,}081}}{\varphi_1^{0{,}245} (me)^{0{,}143}} =$$

$$= 6{,}5 \frac{3300^{0{,}388} \cdot 1000^{0{,}081}}{0{,}0165^{0{,}245} (300 \cdot 0{,}1)^{0{,}143}} = 442 \text{ м};$$

3) оптимальная нагрузка на один ГРП:

$$Q_{опт} = (meR^2)/5000 = 300 \cdot 0{,}1 \cdot 442^2/5000 = 1170 \text{ } м^3/ч.$$

10.2. Технико-экономический расчет тупиковых газовых сетей низкого давления

Выше был рассмотрен гидравлический расчет сетей низкого давления, состоящих из кольцевой части и тупиковых ответвлений. Диаметры газопроводов кольцевой части сети определялись с учетом надежности газоснабжения, диаметры нерезервированных тупиковых разветвленных сетей определялись по постоянному гидравлическому уклону с максимальным использованием расчетного перепада давлений. Этот расчет для кольцевой части остается неизменным, а для тупиковых ответвлений может быть уточнен путем технико-экономической оптимизации диаметров газопроводов. Учитывая изложенное, полученные диаметры при гидравлическом расчете могут рассматриваться как первое приближение расчета сети, закладываемое в итерационный процесс ее оптимизации.

Задача технико-экономического расчета разветвленных газопроводов сводится к выбору оптимальных диаметров при заданном начальном давлении, т. е. к оптимальному распределению перепадов давлений между последовательно соединенными участками газопроводов. Точные методы технико-экономического расчета дают экономию в металло- и капи-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

таловложениях в размере 3...6 %. Здесь под точными методами понимаются методы, опирающиеся на решение системы уравнений, включающей стоимостные уравнения и уравнения технических ограничений для параметров сетей. Первоначально такие методы были разработаны для водопроводных сетей (методы Л. Ф. Мошнина, М. В. Кирсанова и др.), а в дальнейшем стали использоваться для других технологических сетей. Ввиду вычислительной сложности такие методы используют с применением ЭВМ.

При изложении технико-экономического расчета будем исходить из того, что гидравлический расчет сети низкого давления произведен и поэтому известны для всех участков расходы газа Q_i, диаметры d_i и потери давления на участках Δp_i. Кроме того, известно давление в начале и конце сети, то есть:

$$\Delta p = p_н - p_к.$$

Оптимальные диаметры будем находить исходя из условия минимума капитальных вложений в сеть, так как расходы на обслуживание и ремонт для сравниваемых вариантов будут практически одинаковыми. При составлении функции стоимости учитываем только часть капитальных вложений K_i', зависящую от диаметра, так как постоянная составляющая выпадает при дифференцировании.

Переменную часть стоимости участка, руб/уч, определим по уравнению

$$K_i' = bdl, \quad \Delta p_i = a \frac{Q_i^{1.75}}{d_i^{4.75}} l_i$$

Отсюда переменная часть стоимости сети составит:

$$\sum_1^n K_i' = \sum_1^n b a^{0.21} \cdot Q_i^{0.368} \cdot l_i^{1.21} \Delta p_i^{-0.21}, \quad (10.17)$$

где n — число участков сети

Выбор диаметров d_i или перепадов давлений Δp_i не может быть произвольным, так как нужно удовлетворить условие

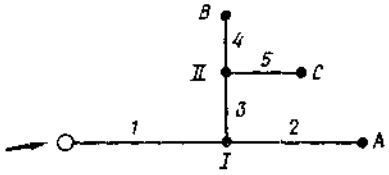


Рис 10.3. Схема разветвленного газопровода
1—5 — участки, *I, II* — узлы с незаданными давлениями, *A, B, C* — узлы с заданными давлениями (концевые точки сети)

$$\Sigma \Delta p_i - \Delta p = 0. \quad (10.18)$$

Число уравнений (10.18) равно числу узлов с заданными давлениями минус первый узел, т. е. числу концевых точек (точки *A*, *B* и *C*, рис. 10.3). Уравнения (10.17) и (10.18) полностью определяют задачу, которая сводится к отысканию минимума функции $\sum_1^n K_л'$ при наличии ограничивающих условий (10.18). Для этого составляем функцию Лагранжа Φ и приравниваем ее частные производные нулю. В результате получаем систему уравнений, состоящую из ограничивающих условий (10.18), и уравнения типа

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \Delta p_i} = 0 \quad (10.19)$$

Общее число уравнений равно числу неизвестных, следовательно, задача экономического расчета диаметров решена. Применительно к схеме сети (см. рис. 10.3) ограничивающие условия имеют вид:

$$\Delta p_1 + \Delta p_2 - \Delta p = 0;$$
$$\Delta p_1 + \Delta p_3 + \Delta p_4 - \Delta p = 0;$$
$$\Delta p_1 + \Delta p_3 + \Delta p_5 - \Delta p = 0.$$

Запишем функцию Лагранжа

$$\Phi = \sum_1^5 b a_i^{0.21} Q_i^{0.368} l_i^{1.21} \Delta p_i^{-0.21} +$$
$$+ \lambda_A (\Delta p_1 + \Delta p_2 - \Delta p) + \lambda_B (\Delta p_1 + \Delta p_3 +$$
$$+ \Delta p_4 - \Delta p) + \lambda_C (\Delta p_1 + \Delta p_3 + \Delta p_5 - \Delta p),$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где λ_A, λ_B, λ_C — неопределенные множители.

Приравниваем частные производные функции Φ нулю:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \Delta p_1} = -ba^{0,21} Q_1^{0,368} l_1^{1,21} 0{,}21\ \Delta p_1^{-1,21} + \\ + \lambda_A + \lambda_B + \lambda_C = 0;$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \Delta p_2} = -ba^{0,21} Q_2^{0,368} l_2^{1,21} 0{,}21 \Delta p_2^{-1,21} + \\ + \lambda_A = 0,$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \Delta p_3} = -ba^{0,21} Q_3^{0,368} l_3^{1,21}\ 0{,}21 \Delta p_3^{-1,21} + \\ + \lambda_B + \lambda_C = 0;$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \Delta p_4} = -ba^{0,21} Q_4^{0,368} l_4^{1,21}\ 0{,}21 \Delta p_4^{-1,21} + \\ + \lambda_B = 0;$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \Delta p_5} = -ba^{0,21} Q_5^{0,368} l_5^{1,21}\ 0{,}21 \Delta p_5^{-1,21} + \\ + \lambda_C = 0$$

Вычитая соответствующие уравнения, исключим неопределенные множители и после преобразований получим:

$$Q_2^{0,368} \cdot l_2^{1,21} \Delta p_2^{-1,21} + Q_3^{0,368} l_3^{1,21} \Delta p_3^{-1,21} - \\ - Q_1^{0,368} l_1^{1,21} \Delta p_1^{-1,21} = 0;$$

$$Q_4^{0,368} l_4^{1,21} \Delta p_4^{-1,21} + Q_5^{0,368} l_5^{1,21} \Delta p_5^{-1,21} - \\ - Q_3^{0,368} l_3^{1,21} \Delta p_3^{-1,21} = 0.$$

Число полученных уравнений равно числу узлов с незаданными давлениями, которые представляют собой баланс выражений типа $Q_i^{0,368}$, $l_i^{1,21}$, $\Delta p_i^{-1,21}$ для узлов I и II. Если газ подходит к узлу, то перед выражением $Q_i^{0,368}\ l_i^{1,21}\ \Delta p_i^{-1,21}$ ставят знак минус, если отходит от узла, ставят знак плюс.

Уравнения ограничивающих условий, а также узловые уравнения составляют систему из пяти уравнений, которая однозначно определяет экономически оптимальные перепады давлений для каждого участка.

Обозначим

$$A_i = Q_i^{0,368} l_i^{1,21}, \qquad (10.20)$$

тогда решение в общем виде для любой разветвленной сети может быть записано:

$$\sum_1^k \Delta p_i - \Delta p = 0,\ i = 1, 2, \ldots, k;$$

$$\sum_1^f A_i \Delta p_i^{-1,21} = 0,\ i = 1, 2, \ldots, f. \qquad (10.21)$$

Число уравнений типа (10.18) равно числу узлов с заданными давлениями (исключая узел питания) (т. е. числу концевых точек k). Число уравнений типа (10.21) равно числу узлов с незаданными давлениями (т. е. числу лишних неизвестных f). Таким образом, условие расчета сети на минимум стоимости дало для узлов с незаданными давлениями дополнительные уравнения, являющиеся уравнениями экономичности. Из анализа полученного решения следует, что оптимальное распределение перепадов давления по участкам зависит от конфигурации сети, расходов газа на участках и их длины.

Для решения узловых уравнений можно применить метод последовательных приближений, аналогичный методу увязки кольцевой сети. Для этого производят гидравлический расчет сети по $\Delta p/l = \text{const}$, определяют все диаметры, а по ним и перепады давления на участках. Экономические балансы в узлах иметь места не будут, т. е.

$$\Sigma A_i \Delta p_i^{-1,21} = \Delta,$$

где Δ — невязка баланса в узле.

Чтобы свести невязку к нулю, увеличим или уменьшим давление в узле на δp. Величину δp будем считать положительной, если она увеличивает давление в узле. Это приведет к изменению перепадов давления на всех участках, примыкающих к узлу, а следовательно, к изменению их диаметров. Величину δp выберем так, чтобы были удовлетворены экономические узловые уравнения $\Sigma A_i \Delta p_i^{-1,21} = 0$. С введением поправочного узлового давления δp уравнения типа $\Sigma \Delta p_i = \Delta p$ не нарушатся, так как увеличение (или уменьшение)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

перепадов давления на участках, подходящих к узлу, будет компенсироваться уменьшением (или увеличением) перепадов на участках, отходящих от узла

Поправочные узловые давления δp получаются на основании вывода, аналогичного выводу поправочных круговых расходов ΔQ при увязке колец Допустим, что имеются два узла I и II с незаданными давлениями (см рис 10.3) Для них можно написать два уравнения:

$$A_2\Delta p_2^{-1,21}+A_3\Delta p_3^{-1,21}-$$
$$-A_1\Delta p_1^{-1,21}=\Delta_1$$
$$A_4\Delta p_4^{-1,21}+A_5\Delta p_5^{-1,21}-$$
$$-A_3\Delta p_3^{-1,21}=\Delta_{II}$$

Введя поправочные узловые давления δ_{p_1} и $\delta_{p_{II}}$, получим:

$$A_2=(\Delta p_2+\delta p_I)^{-1,21}+$$
$$+A_3(\Delta p_3+\delta p_I-\delta p_{II})^{-1,21}-$$
$$-A_1(\Delta p_1-\delta p_I)^{-1,21}=0,$$
$$A_4(\Delta p_4+\delta p_{II})^{-1,21}+$$
$$+A_5(\Delta p_5+\delta p_{II})^{-1,21}-$$
$$-A_3(\Delta p_3-\delta p_{II}+\delta p_I)^{-1,21}=0$$

Раскладывая выражения в скобках в ряд Маклорена и ограничиваясь первыми двумя членами, получим следующую систему уравнений

$$\sum_{I} A_i\Delta p_i^{-1,21}-1,21\sum_{I}\frac{A_i\Delta p_i^{-1,21}}{\Delta p_i}\delta p_I+$$
$$+1,21\frac{A_3\Delta p_3^{-1,21}}{\Delta p_3}\delta p_{II}=0,$$
$$\sum_{II} A_i\Delta p_i^{-1,21}-1,21\sum_{II}\frac{A_i\Delta p_i^{-1,21}}{\Delta p_i}\delta p_{II}+$$
$$+1,21\frac{A_3\Delta p_3^{-1,21}}{\Delta p_3}\delta p_I=0$$

Приближенное решение полученной системы в общем виде следующее:

$$\delta p'=\frac{\sum A_i\Delta p_i^{-1,21}}{1,21\sum\frac{A_i\Delta p_i^{-1,21}}{\Delta p_i}},$$
$$\delta p''=\frac{\sum\delta p_{c\,y}\left(\frac{A\Delta p^{-1,21}}{\Delta p}\right)_{c\,y}}{\sum\frac{A_i\Delta p_i^{-1,21}}{\Delta p_i}}$$
$$\delta p=\delta p'+\delta p''$$

где $\delta p'$ — часть поправки, полученной без учета влияния поправочных давлений в соседних узлах, $\delta p''$ — часть поправки, учитывающей влияние поправочных давлений в соседних узлах, $\delta p'_{c\,y}$ — первое приближение поправки в соседнем узле

Величина $\delta p'_{c\,y}$ умножается на отношение $(A\Delta p^{-1,21}/\Delta p)_{y\,c\,y}$ участка, который имеет соседний узел Число членов суммы $\Sigma\delta p'_{c\,y}\times\times(A\Delta p^{-1,21}/\Delta p)_{y\,c\,y}$ равно числу соседних узлов При определении знака поправки следует учитывать, что выражение типа $A_i\Delta p_i^{-1,21}/\Delta p_i$ всегда положительное

Глава 11
Промышленные системы газоснабжения

11.1. Устройство промышленных систем газоснабжения. Их классификация

Промышленные и коммунальные предприятия получают газ от городских распределительных сетей среднего и высокого давления. Предприятия с малыми расходами газа (50... 150 м^3/ч) можно присоединять также к сетям низкого давления Оптимальный вариант присоединения в этом случае должен быть обоснован технико-экономическим расчетом. Крупные промышленные предприятия и ТЭЦ присоединяют с помощью специаль-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ных газопроводов к ГРС или магистральным газопроводам.

Промышленные системы газоснабжения состоят из следующих элементов: 1) вводов газопроводов на территорию предприятия; 2) межцеховых газопроводов; 3) внутрицеховых газопроводов; 4) регуляторных пунктов (ГРП) и установок (ГРУ); 5) пунктов измерения расхода газа (ПИРГ); 6) обвязочных газопроводов агрегатов, использующих газ. Газ от городских распределительных сетей поступает в промышленные сети предприятия через ответвления и ввод. На вводе устанавливают главное отключающее устройство, которое следует размещать вне территории предприятия в доступном и удобном для обслуживания месте, максимально близко к распределительному газопроводу, но не ближе 2 м от линии застройки или стены здания. Для газоснабжения промышленных предприятий проектируют тупиковую разветвленную сеть с одним вводом. Только для крупных предприятий, не допускающих перерыва в газоснабжении, ГРЭС и ТЭЦ применяют кольцевые схемы сетей с одним или несколькими вводами.

Транспортирование газа от ввода к цехам осуществляется по межцеховым газопроводам, которые могут быть подземными и надземными. Выбор способа их укладки зависит от территориального расположения цехов, характера сооружений, по которым предполагается прокладка газопроводов, насыщенности проездов подземными сооружениями. Надземная прокладка межцеховых газопроводов имеет ряд преимуществ по сравнению с подземной: исключается подземная коррозия газопроводов; менее опасны утечки газа, так как вытекающий из трубопровода газ рассеивается в атмосфере; утечки легче обнаружить и устранить; проще эксплуатировать и осуществлять наблюдение за состоянием газопроводов. При использовании в качестве опор для газопроводов существующих колонн, эстакад, стен и покрытий зданий надземная прокладка газопроводов экономичнее подземной. Из приведенных данных следует, что надземная прокладка газопроводов предпочтительнее подземной. В конечных точках межцеховых газопроводов следует предусматривать продувочные газопроводы.

Некоторые схемы промышленных систем предусматривают проектирование центрального ГРП, который снижает и регулирует давление газа в межцеховых газопроводах. В этом случае в них устанавливают и пункты измерения расхода газа. В межцеховых газопроводах, как правило, поддерживают среднее давление и только у мелких потребителей — низкое. Высокое давление применяют там, где оно необходимо для газоиспользующих агрегатов. На вводе газопровода в цех снаружи или внутри здания устанавливают отключающее устройство. Внутрицеховые газопроводы прокладывают по стенам и колоннам в виде тупиковых линий. Необходимость кольцевания внутрицеховых газопроводов может возникнуть лишь для особо важных промышленных цехов. На ответвлениях к агрегатам устанавливают главные отключающие устройства. Газопроводы промышленных предприятий и котельных оборудуют специальными продувочными трубопроводами с запорными устройствами. Отводы к продувочным трубопроводам предусматривают от последних участков внутрицеховых газопроводов и от каждого газопровода агрегата перед последним по ходу газа отключающим устройством.

Давление во внутрицеховых газопроводах определяется давлением газа перед горелками. При установке перед агрегатами регуляторов давления газа давление во внутрицеховых газопроводах может существенно превосходить необходимое давление перед горелками. Основное отличие принципиальных схем промышленных систем газоснабжения заключается в принятых давлениях газа в межцеховых газопроводах, газопроводах перед горелками агрегатов, а также в расположении газорегуляторных пунктов, установок и наличии регуля-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

торов давления перед агрегатами. При решении вопроса о выборе схемы следует учитывать: давление газа в городских распределительных газопроводах в месте присоединения предприятия; необходимое давление газа перед газовыми горелками в отдельных цехах; территориальное расположение цехов, потребляющих газ; расход газа цехами и режим его потребления; удобство обслуживания и экономическую эффективность.

В зависимости от конкретных условий проектирования промышленных систем газоснабжения используют различные принципиальные схемы, которые классифицируют следующим образом.

I. Одноступенчатые системы газоснабжения (рис. 11.1): *а*) при непосредственном присоединении предприятий к городским распределительным сетям низкого давления (*I-1*); *б*) при присоединении промышленных объектов к городским сетям через центральный ГРП и с низким давлением в промышленных газопроводах (*I-2*); *в*) при присоединении промышленных объектов к городским сетям через центральный ГРП и со средним давлением в промышленных газопроводах (*I-3*).

II. Двухступенчатые системы (см. рис. 11.1): *а*) при непосредственном присоединении промышленных объектов к городским сетям среднего давления цеховыми ГРУ и с низким давлением в цеховых газопроводах (*II-1*); б) при непосредственном присоединении промышленных объектов к городским сетям среднего давления цеховыми ГРУ и со средним давлением в цеховых газопроводах (*II-2*); в) при присоединении к городским сетям через центральный ГРП, со средним давлением в межцеховых газопроводах, цеховыми ГРУ и с низким давлением в цеховых газопроводах (*II-3*); г) при присоединении к городским сетям через центральный ГРП со средним давлением в межцеховых газопроводах, цеховыми ГРУ и со средним давлением в цеховых газопроводах (*II-4*).

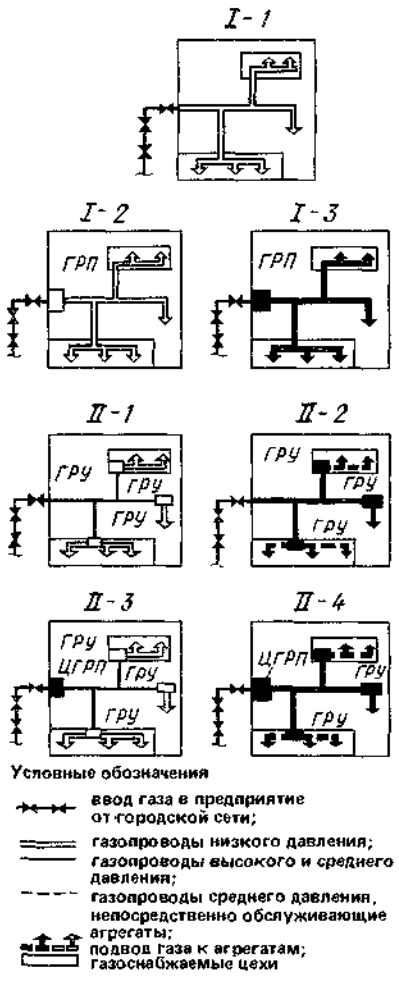


Рис. 11.1. Классификация промышленных систем газоснабжения

У средних и крупных предприятий агрегаты в отдельных цехах обычно оборудуют горелками, которые работают на различных давлениях. В связи с этим при проектировании возникает необходимость в комбинации приведенных принципиальных схем. Так, часто проектируют промышленную систему газоснабжения с центральным ГРП и ГРУ только у отдельных цехов. Такую систему получают путем комбинации схем *I-3*, *II-3* и *II-4*.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

11.2. Одноступенчатые промышленные системы

Схема промышленной системы газоснабжения в случае непосредственного присоединения к городским сетям низкого давления показана на рис. 11.2. Данную схему проектируют для небольших коммунальных и промышленных предприятий. Это объясняется, во-первых, малой пропускной способностью сетей низкого давления, а во-вторых тем, что переменный режим потребления газа предприятием будет отрицательно сказываться на режиме давлений у газовых приборов жилых зданий, присоединенных к той же сети низкого давления.

Из городской распределительной сети низкого давления газ через задвижку *1* поступает в межцеховой газопровод *2*. У небольших предприятий протяженность межцеховых газопроводов обычно невелика, поэтому на ответвлениях от основного газопровода к цехам отключающие устройства можно не устанавливать. Для продувки межцеховых газопроводов в конце ответвлений предусматривают продувочные свечи. На цеховых вводах устанавливают отключающие устройства. Место установки должно быть доступно для обслуживания, осмотра и ремонта арматуры и обеспечивать возможность быстрого отключения цехового газопровода. При расположении задвижек или кранов на высоте более 2 м устраивают площадки из несгораемых материалов с ограждениями и лестницами или предусматривают дистанционный привод.

Расход газа предприятием измеряют в центральном пункте для учета потребления газа в цехах и зданиях. При необходимости учета расхода газа отдельными цехами или агрегатами следует предусматривать дополнительную установку газовых счетчиков или расходомеров. Для небольших предприятий, состоящих из двух цехов, и при условии незначительного потребления газа одним

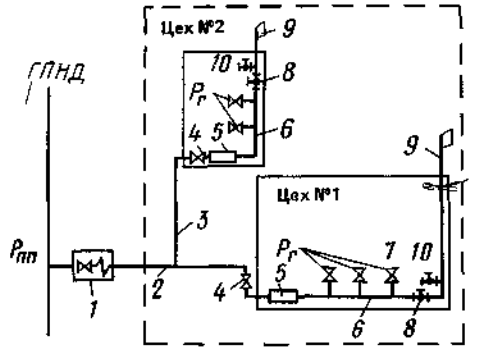


Рис. 11.2. Схема газоснабжения небольшого промышленного предприятия, присоединенного к городской сети низкого давления
1— отключающее устройство (задвижка) с компенсатором на вводе в промышленное предприятие, *2*— межцеховой газопровод, *3*— ответвление к цеху, *4*— отключающее устройство на вводе в цех, *5*— пункт измерения расхода газа (ПИРГ), *6*— внутрицеховые газопроводы, *7*— главные отключающие устройства перед агрегатами, *8*— кран на продувочном газопроводе, *9*— продувочный газопровод, *10*— штуцер с краном и пробкой для взятия пробы

из них допускается учитывать расход газа по цехам без общезаводского учета (см. рис. 11.2).

Внутрицеховые газопроводы тупиковые. На ответвлениях установлены главные отключающие устройства. К последним участкам цеховых газопроводов присоединяют продувочные линии *9* с отключающими кранами *8*, а также штуцера с кранами и пробками для отбора пробы газа. В продувочные линии *9* включены продувочные трубопроводы, присоединенные к газопроводам агрегатов перед последним по ходу газа отключающим устройством, перед горелками. Расчетный перепад давления $\Delta p_р$ в газопроводах предприятия (см. рис. 11.2) определяют по выражению

$$\Delta p_р = p_{пп} - p_а^{ком}.$$

Этот перепад не должен превышать определенной доли от номинального значения давления перед горелками газоиспользующих агрега-

Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

гов $p_A^{ном}$, определяемой режимом работы предприятия. Расчетный перепад зависит от давления на вводе $p_{пп}$. Чем дальше предприятие расположено от сетевого газорегуляторного пункта и чем крупнее оно, тем стоимость газопроводов предприятия дороже. Расчетный перепад в долях от давления газа перед горелками агрегатов выбирают в зависимости от технологических требований, предъявляемых к стабильности тепловых нагрузок горелок. Чем степень стабильности больше, тем меньше должен быть перепад.

Обозначим допустимую относительную перегрузку агрегата α, т. е.

$$Q_A^{макс} = \alpha Q_A^{ном}.$$

Величина α зависит от технологии производства и равна 1,05...1,2.

Давление перед соплами горелок находится в квадратичной зависимости от расхода, поэтому

$$p_A^{макс} / p_A^{ном} = \alpha^2.$$

Если сеть несет нагрузку от максимальной до минимальной (близкой к нулю), то предельной нагрузке горелки будет соответствовать и предельная нагрузка сети. При максимальной нагрузке сети $Q_c^{макс}$ перед горелками будет номинальное давление $p_A^{ном}$, а при минимальной нагрузке $Q_c^{мин}=0$ давление перед горелками будет максимальным $p_A^{макс}$ и равным:

$$p_A^{макс} = p_A^{ном} + \Delta p_р.$$

Рассмотренный случай редко встречается в практике. В условиях нормального течения технологического процесса минимальная нагрузка сети не может быть близкой к нулю. Обозначим минимальную нагрузку сети в долях от максимальной через β, т. е.

$$Q_c^{мин} = \beta Q_c^{макс}.$$

Большинство промышленных предприятий имеет величину $\beta=0,5...0,7$.

На рис. 11.3 построены пьезометры для величин $Q_{мин}$ и $Q_{макс}$. При таких предельных значениях нагрузок колебания давления газа перед горелками агрегатов составят:

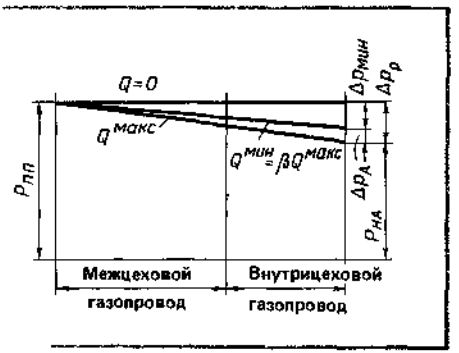


Рис. 11.3. Пьезометры промышленных газопроводов

$$\Delta p_A = \Delta p_р - \Delta p_{мин} = a Q_{макс}^n - a Q_{мин}^n;$$

$$\Delta p_A = a Q_{макс}^n (1 - \beta^n) = \Delta p_р (1 - \beta^n),$$

где a — гидравлическое сопротивление сети, n — показатель степени в напорно-расходной характеристике сети.

Допустимое колебание давления газа перед горелками определяют по формуле

$$\Delta p_A / p_A^{ном} = (p_A^{макс} - p_A^{ном}) / p_A^{ном} = \alpha^2 - 1.$$

Сравнивая написанные выражения, получим:

$$\Delta p_р / p_A^{ном} = (\alpha^2 - 1)/(1 - \beta^n).$$

Таким образом, чем меньше возможные колебания нагрузки сети (β ближе к единице), тем больше принимают расчетный перепад для промышленных сетей, который позволит сэкономить значительное количество металла. Так, если $p_A^{ном}=30$ кПа, $\alpha=1,1$, $\beta=0$ (самый неблагоприятный случай), то

$$\Delta p_р = 30 \frac{1,1^2 - 1}{1 - 0} = 6,3 \text{ кПа}.$$

Если же $\beta=0,5$, то

$$\Delta p_р = 30 \frac{1,1^2 - 1}{1 - 0,5^2} = 8,4 \text{ кПа}.$$

(здесь для сети принят квадратичный закон). Расход металла пропорционален перепаду давления в степени

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

0,19. Следовательно, во втором случае экономия металла составит примерно

$$\left(\frac{8,4}{6,3}\right)^{0,19} = 1,055, \text{ т. е. } 5,5\%.$$

Расчетные расходы в промышленных газопроводах определяют исходя из номинальных нагрузок газоиспользующих агрегатов и коэффициента одновременности их работы k_0. Значение k_0 определяется технологическим режимом работы агрегатов и числом агрегатов, присоединенных к данному участку газопровода. Скорость газа в газопроводах принимают равной 25...30 м/с, так как при больших ее значениях возникают шум, эрозия металла, а при неблагоприятной конфигурации — и вибрация трубопроводов. При расчете скорости используют уравнение неразрывности

$$M = \rho_0 Q_0 = \rho w F,$$

отсюда

$$w = \rho_0 Q_0/(\rho F) = p_0 Q_0/(pF),$$

где ρ_0 и Q_0 — плотность и расход газа при нормальных условиях, p_0 — нормальное давление, p и w — фактические давление и скорость, F — поперечное сечение газопровода. В формуле принято, что $T/273 = 1$

11.3. Двухступенчатые промышленные системы

Двухступенчатая схема промышленной системы газоснабжения показана на рис. 11.4. По этой схеме промышленное предприятие присоединено к городскому газопроводу высокого давления через заводской газорегуляторный пункт. В ГРП давление газа снижается до среднего, которое необходимо для цехов № 2 и 4. Эти цехи присоединены непосредственно к межцеховому газопроводу. Для горелок цехов № 1 и 3 требуется низкое давление, и они присоединены через ГРУ. Внутрицеховые газопроводы имеют продувочные линии. Пункт измерения расхода газа расположен в заводском газорегуляторном пункте. Такая схема является комбинацией схем *I-3* и *II-3* (см. рис. 11.1). При гидравлическом расчете данной схемы сначала определяют давление после заводского газорегуляторного пункта $p_{п.п}$ исходя из режима заводской сети среднего давления при известном номинальном давлении перед горелками среднего давления $p_{г.с}^{ном}$.

Перепад давления между городскими и промышленным сетями $\Delta p = p_{г.с} - p_{п.п}$ распределяют между ответвлением к промышленному предприятию и ГРП таким образом, чтобы их суммарная стоимость была минимальной. Давление после ГРУ находят исходя из режима работы внутрицехового газопровода и давления газа перед горелками низкого давления. ГРУ подбирают на перепад между давлением в межцеховых газопроводах среднего давления и необходимым давлением после ГРУ. Значение расчетного перепада в межцеховых газопроводах (см. рис. 11.4) является небольшим, что приводит к увеличению стоимости трубопроводов. Вместе с тем некоторые цехи не имеют ГРУ, что снижает стоимость системы. Однако для промышленных предприятий с компактным расположением цехов и стабильным режимом работы агрегатов указанные недостатки не имеют существенного значения и такая схема может оказаться наивыгоднейшей.

Схема промышленной системы газоснабжения с межцеховыми газопроводами, непосредственно присоединенными к городской сети среднего давления ($\leqslant$0,3 МПа), показана на рис. 11.5. Эти газопроводы вводят в каждый цех, где в газорегуляторных установках давление снижается до необходимой величины. Из ГРУ газ поступает только в сети данного цеха. Расход газа учитывается в центральном пункте измерения расхода газа, а также в каждом цехе. Центральный ГРП отсутствует, а межцеховые газопроводы находятся под давлением городской распределительной сети. Эта схема является комбинацией схем *II-1* и *II-2* (см. рис. 11.1). Она отличается от схемы рис. 11.2 тем, что давление газа регулируется в каждом цехе собственными ГРУ и может под-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

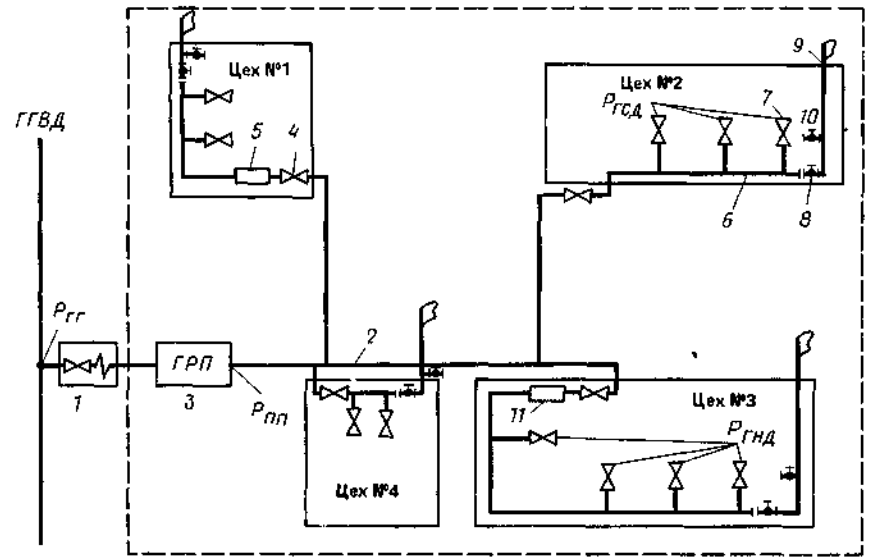
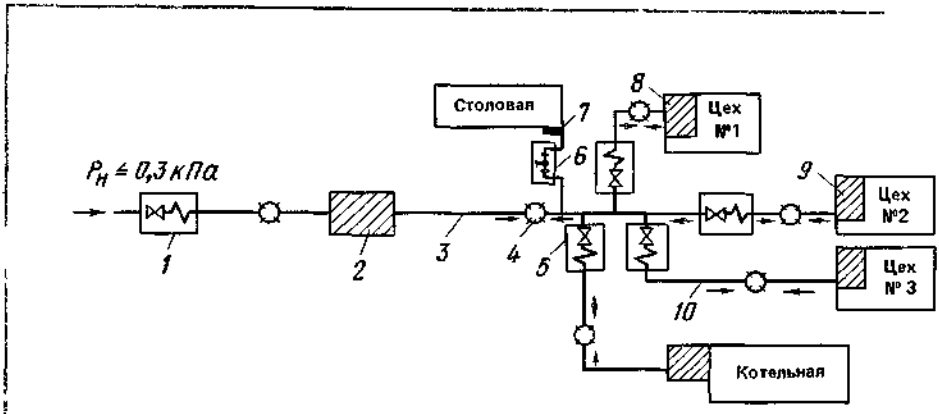


Рис 11.4. Двухступенчатая схема газоснабжения промышленного предприятия с ГРП на вводе

1 — отключающее устройство на ответвлении к промышленному предприятию *2*— межцеховой газопровод, *3*— ГРП промышленного предприятия, *4*— отключающее устройство на вводе в цех, *5*— пункт измерения расхода газа (ПИРГ), *6*— внутрицеховой газопровод *7*— главные отключающие устроиства перед агрегатами *8*— кран на продувочном газопроводе, *9*— продувочный газопровод, *10*— штуцер с краном и пробкой для взятия пробы, *11*— цеховая ГРУ

Рис. 11.5. Схема межцехового газопровода среднего давления с центральным пунктом измерения расхода газа и цеховыми ГРУ среднего и низкого конечных давлений

1,5 — отключающие устройства в колодце *2*— центральный пункт измерения расхода газа, *3* межцеховой газопровод *4*— сборник конденсата, *6*— отключающее устройство в мелком колодце, *7*— шкафная установка РД, *8*— цеховая ГРУ среднего конечного давления, *9*— цеховая ГРУ низкого конечного давления, *10*— ответвление газопровода к цеху (сборники конденсата устанавливают при использовании влажного газа)



Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

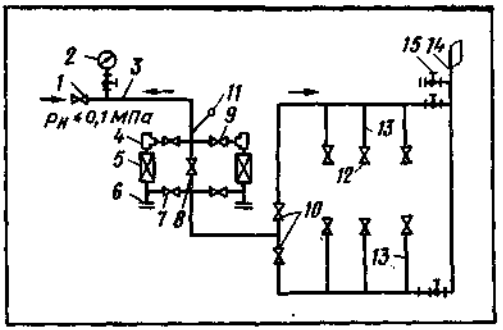


Рис. 11.6. Схема внутрицехового газопровода среднего или низкого давления с пунктом измерения расхода газа

1— отключающее устройство на вводе газопровода в цех; *2*— манометр, *3*— цеховой газопровод; *4*— фильтр-ревизия; *5*— газовый ротационный счетчик; *6*— тройник с пробкой; *7*— отключающее устройство после счетчика; *8*— то же, на обводном газопроводе; *9*— то же, до счетчика; *10*— то же, на ответвлении цехового газопровода; *11*— технический термометр; *12*— главное отключающее устройство на ответвлении газопровода к агрегату; *13*— ответвление газопровода к агрегату, *14*— продувочный трубопровод; *15*— штуцер с краном и пробкой для взятия пробы

держиваться на необходимом уровне независимо от давления газа в других цехах. Кроме того, расположение регуляторов давления в цехах позволяет поддерживать более устойчивое давление газа перед агрегатами, так как изменение нагрузки межцеховых газопроводов не будет оказывать влияния на давление газа в цехах.

Схема отличается меньшей стоимостью межцеховых газопроводов, но дополнительными расходами на сооружение центрального ПИРГ и дополнительных ГРУ. Она имеет экономические преимущества для промышленных предприятий, у которых цехи расположены на значительном расстоянии друг от друга. Окончательные выводы об экономической эффективности схем промышленных систем газоснабжения можно сделать после технико-экономического расчета.

По внутрицеховым газопроводам транспортируется газ по цеху от ввода до агрегатов. В большинстве случаев такие газопроводы проектируют тупиковыми. Кольцевание внутрицеховых газопроводов применяют только в особо ответственных цехах. На вводе газопровода в цех устанавливают отключающее устройство и манометр. В конце цехового газопровода расположен продувочный трубопровод, к которому присоединены объединенные продувочные трубопроводы от ответвлений газопроводов к агрегатам. Для учета потребления газа в цехе предусмотрен пункт измерения расхода газа. Если цех оборудован газорегуляторной установкой, то пункт измерения расхода газа совмещают с ней. Принципиальная схема внутрицехового газопровода среднего или низкого давления с пунктом измерения расхода газа показана на рис. 11.6. Такую схему применяют для цехов, получающих газ от центральных ГРП или непосредственно от сетей низкого давления. Расход газа измеряют двумя параллельно соединенными газовыми счетчиками.

Глава 12
Эксплуатация систем газоснабжения, техника безопасности

12.1. Испытание газопроводов и прием их в эксплуатацию

Городские газопроводы, прокладываемые под землей, являются скрытыми сооружениями, поэтому установить качество проведенных работ по их прокладке после окончания строительства нельзя. Опыт показывает, что дефекты строительства служат основной причиной аварий и поломок газопроводов, а также являются причиной нарушения режима работы

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 12.1. **Нормы давлений при испытаниях подземных газопроводов**

Газопроводы	Испытательное давление, МПа		Газопроводы	Испытательное давление, МПа	
	на прочность	на герметичность		на прочность	на герметичность
Низкого давления (до 5000 Па):			Среднего давления (более 5000 Па до 0,3 МПа)	0,6	0,3
распределительные	0,6	0,1			
дворовые и вводы к зданиям при раздельном строительстве с распределительными газопроводами диаметром до 100 мм	0,3	0,1	Высокого давления (более 0,3 до 0,6 МПа)	0,75	0,6
			Высокого давления (более 0,6 до 1,2 МПа)	1,5	1,2

системы. Испытания прочности и плотности газопровода не могут вскрыть всех недостатков строительства. Например, плохое основание под газопровод может вызвать перенапряжения в сварных швах, низкое качество изоляции может привести к выходу газопровода из строя вследствие коррозии. Такие дефекты нельзя или очень трудно обнаружить во время испытаний.

Качество работ следует тщательно контролировать в процессе строительства. Этот контроль осуществляется строящей организацией и техническим надзором эксплуатации. При контроле сварочных работ проверяют качество применяемых материалов и техническое состояние оборудования, производят проверку всех операций по сборке и сварке. Качество сварных стыков проверяют внешним осмотром, физическими методами и механическими испытаниями контрольных образцов. Качество изоляции газопровода до засыпки его грунтом контролируют внешним осмотром и с помощью приборов. Прилипаемость битумной эмали к трубе и слипаемость слоев изоляции проверяют внешним осмотром. Надрезают изоляцию двумя сходящимися под углом 45...60° линиями и снимают ее у вершины угла. При этом ни изоляция, ни обертка не должны отставать.

Смонтированный газопровод с установленной арматурой и оборудованием перед засыпкой грунтом осматривают. При осмотре проверяют глубину заложения труб, уклон, состояние постели и изоляции, правильность монтажа арматуры и ее действие. Если в результате осмотра установлено, что монтаж произведен в соответствии с проектом и техническими условиями (ТУ), то производят продувку газопровода воздухом для удаления окалины, влаги, засорений и приступают к испытаниям. Изоляцию газопровода после его засыпки проверяют с помощью приборов. Результаты контроля качества строительно-монтажных работ заносят в акты, которые представляют комиссии при приемке газопровода.

Газопровод испытывают сжатым воздухом в два этапа: на прочность и герметичность. Испытания трубопроводов на прочность являются, по существу, предварительными испытаниями, выявляющими явные дефекты, так как применяемые давления газа недостаточны для того, чтобы исследовать действительную механическую прочность труб и сварных соединений. Перед испытаниями газопровод засыпают на уровень 20...25 см мелким грунтом. Засыпку осуществляют с тщательным послойным уплотнением и подбивкой пазух и приямков одновременно с обеих сторон. Стыки у газопроводов перед испытанием не засыпают. Испытательные давления для газопроводов приведены в табл. 12.1. Длительность выдерживания газопровода под испытательным давлением при испытании на прочность должна быть

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

равна 3 ч (кроме вводов в здания, для которых время испытаний установлено в 1 ч), после чего давление снижают до нормы, установленной для испытания на герметичность, и производят осмотр газопровода и арматуры. Дефектные места выявляют с помощью смазки соединений мыльной эмульсией. Выявленные дефекты устраняют после снижения давления в газопроводе до атмосферного.

Испытание газопроводов на герметичность производят после засыпки траншей грунтом до проектных отметок. Газопровод выдерживают под испытательным давлением до выравнивания его температуры с температурой грунта. Длительность испытаний на герметичность зависит от давления газа и диаметра трубы и изменяется от 3 до 48 ч.

Падение давления газа не должно превышать величин, определяемых по формулам:

а) для газопровода, состоящего из труб одного диаметра,

$$\Delta p = 20T/d;$$

б) для газопровода, состоящего из труб различных диаметров,

$$\Delta p = \frac{20T(d_1 l_1 + d_2 l_2 + \ldots + d_n l_n)}{d_1^2 l_1 + d_2^2 l_2 + \ldots + d_n^2 l_n},$$

где Δp — расчетное падение давления газа, кПа; d, d_1, d_2 — внутренний диаметр газопровода и участков газопровода, мм; l_1, l_2 — длины участков газопровода, м; T — продолжительность испытания, ч.

Фактическое падение давления газа в газопроводе определяют с учетом изменения барометрического давления.

При испытании на прочность надземных газопроводов их выдерживают под требуемым давлением в течение 1 ч, после чего давление снижают до величины, установленной для испытания на герметичность, и производят внешний осмотр с проверкой мыльной эмульсией всех соединений. Испытания на герметичность производят в течение 30 мин. Газопровод считается выдержавшим испытание, если видимого падения давления по манометру установлено не было.

Внутреннюю газовую сеть жилых и общественных зданий испытывают на прочность и герметичность. Испытание на прочность газопроводов низкого давления жилых, общественных, коммунальных и промышленных зданий производят при давлении 0,1 МПа на участке от отключающего устройства на вводе в здание до кранов на отводах к газовым приборам. Чтобы температура воздуха в газопроводе стала одинаковой с температурой воздуха в помещении, испытания начинают по истечении 3 ч после подъема давления. При испытании трубопроводов на прочность выявляются дефектные места, которые обнаруживают в результате смачивания мыльной эмульсией стыков, резьбовых и фланцевых соединений, арматуры и пр. Во время испытаний давление в трубопроводе не должно резко снижаться. После исправления выявленных дефектов газопроводы испытывают на герметичность.

Газопроводы жилых зданий испытывают на герметичность давлением 5 кПа. Если в течение 5 мин падение давления не превышает 200 Па, то газопровод считают выдержавшим испытание. Газопроводы низкого давления промышленных и коммунальных зданий испытывают на герметичность давлением 10 кПа до кранов перед горелками не менее 1 ч, падение давления за это время допускается не более 600 Па.

Газовую сеть в эксплуатацию принимает комиссия, которая проверяет: соответствие построенной сети проекту и техническим условиям; качество работ (путем осмотра и изучения актов на скрытые работы); наличие актов о проведении испытаний, а также состояние арматуры и оборудования. Принятые в эксплуатацию сети могут находиться без газа не более 6 мес. Присоединение газопроводов к действующим сетям выполняет эксплуатирующая организация.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

12.2. Присоединение газопроводов к действующим газовым сетям. Продувка газопроводов

Присоединение газопроводов к действующим сетям относится к наиболее ответственным газоопасным работам. Их производят специально обученные бригады эксплуатирующей газовое хозяйство организации. Бригада должна иметь схему присоединяемого газопровода с указанием установленной запорной арматуры, пробок и другого оборудования. Эту схему должна представить строительная организация. Газопровод присоединяют под давлением газа от 200 до 1200 Па. При более низком давлении имеется опасность его падения до нуля и проникновения в трубопровод воздуха в тот момент, когда в действующем газопроводе отверстие уже вырезано, но еще не перекрыто присоединяемым газопроводом. При давлении более 1200 Па нельзя производить резку и сварку газопровода, так как пламя, выбиваемое из прорезаемой щели, трудно погасить. Это пламя может причинить ожоги сварщику и слесарю. Сварной шов при этом получается пористым и хрупким.

К действующим сетям низкого давления газопроводы присоединяют при наличии газа в трубопроводе. Потребителей от сети не отключают. Если давление в газопроводах превышает 1200 Па, его в этом случае снижают, что достигается изменением настройки сетевых регуляторов давления. Одним из распространенных способов присоединения газопроводов к действующим газовым сетям является телескопический. Присоединяемый газопровод подводят к действующему газопроводу под углом 90°. На конец присоединяемого газопровода надевают отрезок трубы. Против него к действующему газопроводу приваривают патрубок, диаметр которого превышает диаметр надетого отрезка трубы. Внутри патрубка в стенке действующего газопровода вырезают окно, размер которого соответствует диаметру присоединяемого газопровода. Вырезанное окно извлекают с помощью заранее приваренного стержня, вдвигают в патрубок соединительный отрезок трубы, а зазоры между трубами заделывают асбестом. После удаления воздуха из узла присоединения концы соединительного отрезка трубы подвальцовывают и приваривают. При вырезании окна в стенке газопровода образующуюся щель замазывают глиной. Окно до конца не вырезают — наверху оставляют перемычку размером 3...5 мм. После остывания трубы перемычку перерубают зубилом и вырезанную стенку газопровода вынимают.

Газопроводы к действующим сетям среднего и высокого давления присоединяют, снижая давление в них или без снижения давления. В первом случае участок газопровода, к которому присоединяют, отключают при помощи ближних задвижек, газ сбрасывают в атмосферу. После того как давление в газопроводе снизится примерно до 600...1000 Па, производят присоединение обычным способом. Недостатком такого способа является перерыв в подаче газа потребителям, получающим его от участка, в котором было произведено снижение давления.

Присоединить новый газопровод к действующему без снижения давления можно через задвижку. В этом случае к действующему газопроводу приваривают патрубок с фланцем, к которому крепится задвижка со специальной камерой, имеющей фрезу. Фрезой вырезают отверстие в трубе. Вырезанную стенку вместе с фрезой перемещают в камеру и закрывают задвижку. После ее закрытия снимают приспособление и к фланцу задвижки присоединяют газопровод. Недостатком этого способа является необходимость в установке задвижки даже в том случае, когда по условиям обслуживания она не требуется. Кроме того, задвижку приходится устанавливать вблизи основного газопровода, что осложняет эксплуатацию. Существуют другие способы присоеди-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

нения газопроводов к действующим газовым сетям без снижения давления, при которых установка задвижки необязательна.

Газопроводы к действующим газовым сетям после их отключения и полного освобождения от газа присоединяют редко.

Этот способ применяют в тех случаях, когда работу выполнять при давлении газа в трубопроводе нельзя (например, вблизи работающих котлов и печей).

Продувку газопровода (т. е. удаление из него воздуха и наполнение газом) производят немедленно после присоединения к действующему газопроводу. Для этого в конце присоединяемого газопровода устанавливают специальную трубку (продувочную свечу) или используют отводные трубки из конденсатосборников. Высота продувочных свечей над землей должна быть около 2,5 м, а их число и диаметр зависят от длины и диаметра продуваемого газопровода. Продувку начинают постепенным открыванием задвижки у места присоединения и кранов или задвижек на продувочных свечах. При отсутствии задвижки в узле присоединения продувку начинают открыванием кранов на продувочных свечах. Окончание продувки определяют путем анализа выходящего газа. Если содержание кислорода в нем составляет меньше 1 %, продувку считают законченной.

В сети жилых зданий газ пускают после заселения квартир. При этом жителей знакомят с правилами пользования газовыми приборами и выдают инструкции для каждого прибора, которые содержат указания по их эксплуатации и основные требования, обеспечивающие безопасное использование газовых приборов. В газопроводы общественных и коммунальных зданий газ разрешается пускать при наличии персонала, обученного правилам эксплуатации газооборудования зданий. Газ абонентам включает представитель организации, эксплуатирующей газовые сети города. При включении объекта газопроводы продувают газом до полного вытеснения воздуха.

12.3. Обслуживание и ремонт газопроводов

Задачей обслуживания и профилактического ремонта является поддержание газопроводов и сооружений на них в состоянии, обеспечивающем безопасную эксплуатацию и бесперебойное снабжение потребителей газом. При повреждениях газопроводов (разрыве стыков, сквозной коррозии стенок трубы, расстройстве фланцевых соединений, неисправности задвижек, арматуры и оборудования) газ через образовавшиеся неплотности проникает в грунт. Под действием давления или в результате меньшей плотности по отношению к воздуху он движется вверх, стремясь выйти в атмосферу. Встречая на своем пути плотное дорожное покрытие или промерзший и насыщенный влагой грунт, газ может отклониться от места утечки на десятки и даже сотни метров. Дойдя до колодцев подземных сооружений, каналов или туннелей, газ скапливается в них. В результате может образоваться взрывоопасная концентрация.

Для своевременного выявления мест утечки за состоянием газопроводов, их оборудованием и арматурой устанавливают систематическое наблюдение. Трассы газопроводов регулярно осматривают. Наружным осмотром трассы проверяют загазованность колодцев и контрольных трубок, а также загазованность колодцев других подземных сооружений, расположенных на расстоянии до 15 м от оси газопровода. При осмотре проверяют действие арматуры и производят мелкий ремонт оборудования газопроводов. Указанные работы выполняют бригады обходчиков и слесарей.

Для контроля состояния подземных газопроводов применяют приборный метод их обследования, который проводят не реже 1 раза в 5 лет.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Он включает в себя проверку состояния изоляционного покрытия газопровода и проверку герметичности газопроводов. Контроль состояния осуществляет комплексная бригада с помощью переносных приборов.

Контроль качества изоляции осуществляют аппаратом нахождения повреждения изоляции АНПИ. С помощью апларатуры АНПИ проверяют состояние изоляционного покрытия газопровода без вскрытия грунта и дорожного покрытия. АНПИ состоит из трех блоков: генератора, приемника и аккумуляторной батареи. Прицип работы аппарата при определении места повреждения изоляции состоит в регистрации изменения потенциала вдоль газопровода, образующегося при прохождении переменного тока частотой около 1000 Гц от генератора по цепи: генератор — труба — земля — генератор. При контроле герметичности газопровода приборами типа «Универсал», «Вариотек» проверяются на загазованность грунт над газопроводом, газовые колодцы, контрольные трубки, а также колодцы других подземных коммуникаций, расположенные до 15 м по обе стороны от газопровода.

Профилактический ремонт газопроводов включает контроль состояния газопровода, изоляции, арматуры и оборудования, их техническое обслуживание и текущий ремонт. На основании профилактического осмотра и ремонта дают заключение о пригодности газопровода для дальнейшей эксплуатации. При неудовлетворительном состоянии газопровода (сильной коррозии, расстройстве большого числа соединений, засорении труб и пр.) производят капитальный ремонт газопровода.

12.4. Эксплуатация газорегуляторных пунктов

После внешнего осмотра газорегуляторные пункты испытывают на прочность и герметичность. Величина испытательного давления приведена в табл. 12.2. Испытания на прочность производят 1 ч, а на герметичность — 12 ч. Падение давления в последнем случае не должно быть более 0,5 % от начального давления.

Таблица 12.2 **Нормы давления при испытаниях ГРП**

Давление газа в ГРП, МПа	Испытательное давление, МПа	
	на прочность	на герметичность
До 0,005	0,3	0,1
Более 0,005 до 0,3	0,45	0,3
Более 0,3 до 0,6	0,75	0,6
Более 0,6 до 1,2	1,5	1,2

После испытаний газорегуляторный пункт принимают в эксплуатацию. При пуске ГРП открывают запорный предохранительный клапан, а мембрану регулятора давления или регулятора управления разгружают. Затем приоткрывают входную задвижку, и в результате возникает движение газа через регулятор на сброс в атмосферу. Для этой цели используют продувочную свечу, незалитый гидравлический затвор или любую импульсную линию выходного газопровода. После того как регулятор приведен в равновесие, его настраивают на требуемое давление, изменяя массу грузов или степень натяжения пружины. Затем медленно открывают входную задвижку, а после нее, постепенно открывая выходную задвижку, ставят регулятор под нагрузку. Прекращают сброс газа в атмосферу. После включения регулятора производят продувку выходного газопровода и настраивают предохранительные клапаны. Запорный клапан на ГРП низкого выходного давления устанавливают на 500...700 Па выше нормального давления, а выхлопное предохранительное устройство — на 150...200 Па ниже давления запорного клапана. Установку производят, подбирая нужную величину груза или степень натяжения пружины предохранительных клапанов. Работы по пуску газорегуляторных пунктов выполняют в соответствии с правилами производства газоопасных работ.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Для уменьшения зоны колебания давления газа у потребителей изменяют давление, на которое настроены регуляторы в соответствии с режимом потребления. Зимой поддерживают максимальное давление, а летом давление снижают. Сезонное регулирование производит обслуживающий персонал при обходе ГРП. Лучшие результаты дает автоматическое изменение выходного давления в зависимости от расхода газа.

Контроль давления и дистанционное управление регуляторами с помощью телемеханических приборов позволяют диспетчеру оперативно устанавливать наилучший режим давлений в газовой сети. Телемеханизация газовых сетей повышает качество работы системы газоснабжения. Телемеханическими приборами следует оборудовать городские газораспределительные станции ГРС, питающие сеть среднего давления, и наиболее нагруженные сетевые ГРП низкого давления. Для бесперебойной работы оборудования газорегуляторных пунктов устанавливают непрерывное наблюдение, плановую проверку и профилактический ремонт. Для осмотра оборудования, проверки правильности его работы, изменения выходного давления и смены картограмм регистрирующих приборов бригада рабочих регулярно обходит ГРП. В большинстве случаев обход производится ежесуточно. Результаты осмотра и показания приборов обходчики записывают в журнал. Плановую проверку и ремонт оборудования производит бригада слесарей 1 раз в 2...3 мес.; 1...2 раза в год производят плановый профилактический ремонт, при котором разбирают и смазывают все узлы, а износившиеся детали заменяют новыми.

12.5. Техника безопасности при эксплуатации газовых сетей

К газоопасным относятся такие работы, которые выполняют при наличии в окружающей среде газа или когда имеется возможность его внезапного появления. Опасность производства работ в отмеченных условиях связана с токсическими свойствами газа и его способностью образовывать взрывчатые смеси с воздухом. Подавляющее большинство работ по эксплуатации городского газового хозяйства относится к газоопасным. Присоединение газопроводов к действующим газовым сетям, ликвидацию утечек газа, продувку газопроводов, ремонт арматуры и оборудования на действующих газопроводах — все работы, выполняемые в колодцах и помещениях ГРП, производят в газоопасной среде.

Газоопасные работы выполняют не менее двух человек. Наиболее ответственные работы производят под руководством инженерно-технических работников; рабочие и инженерно-технический персонал проходят специальную подготовку и тренировку. Место, где производят газоопасные работы, ограждают и охраняют. Курить и разводить огонь в таких местах категорически воспрещается. При появлении газа следует надевать противогазы. Тип используемого противогаза зависит от характера работ. Для работы в котлованах и колодцах наиболее пригодны шланговые противогазы, а при работе в помещениях — изолирующие. Рабочие, производящие работы в котлованах и колодцах, должны надевать пояса с веревками, концы которых остаются снаружи в руках у наблюдающих за работой.

Сварочные работы можно производить на газопроводах, находящихся под небольшим давлением (200... ...1200 Па), или на выключенных и продутых воздухом газопроводах. Запрещается производить сварку на отключенных, но непродутых газопроводах. Проверку герметичности соединений и арматуры следует производить только мыльной эмульсией. Использовать огонь для этой цели категорически запрещается. Сложные газоопасные работы выполняют по специально разработанному плану.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Глава 13
Системы снабжения потребителей сжиженными углеводородными газами

13.1. Основные свойства сжиженных углеводородных газов

Под сжиженными углеводородными газами, используемыми для газоснабжения городов и промышленности, понимают такие индивидуальные углеводороды или их смеси, которые при температуре окружающего воздуха и атмосферном давлении находятся в газообразном состоянии, а при относительно небольшом повышении давления (без снижения температуры) переходят в жидкости.

Состав сжиженных газов зависит от исходного сырья и способа получения. Основными источниками получения сжиженных газов являются попутные нефтяные газы и газы конденсатных месторождений, которые на газобензиновых заводах разделяют на этан, пропан, бутан и газовый бензин. Технические пропан и бутан, а также их смеси представляют собой сжиженные газы, используемые для газоснабжения потребителей. Технические газы отличаются от чистых содержанием небольших количеств углеводородов легче пропана и тяжелее бутана, а также наличием примесей.

На нефтеперерабатывающих заводах получают предельные и непредельные углеводороды. Выделяемые из них смеси пропан-пропилена и бутан-бутилена можно использовать для газоснабжения. Вместе с тем следует отметить, что реакционно-способные, непредельные углеводороды являются ценным сырьем для производства синтетических продуктов, поэтому их прежде всего следует использовать в различных химических синтезах.

Основные компоненты сжиженных углеводородных газов (пропан и бутан) относятся к насыщенным углеводородам открытого строения — алканам. Их общая химическая формула C_nH_{2n+2}. Алканы представляют собой бесцветные вещества с характерным запахом нефти, практически нерастворимые в воде. Они мало активны и трудно вступают в соединения с другими веществами. Метан CH_4 и этан C_2H_6 являются газами. Метан можно сконденсировать при температуре ниже −82,6 °С, а этан—ниже +32,3 °С. Пропан, нормальный бутан и изобутан при нормальных условиях находятся в газообразном состоянии, но при незначительном повышении давления до 0,47 МПа (пропан), 0,115 МПа (бутан) и 0,16 МПа (изобутан) и при t=0°С они конденсируются в жидкость. Это свойство выгодно выделяет пропанобутановые смеси и делает их особенно ценными источниками газоснабжения, ибо транспортировать и хранить их можно в виде жидкостей, а сжигать — в виде газа. Таким образом, при транспортировании и хранении используют преимущества жидкой фазы, а при сжигании — газообразной.

Пентан C_5H_{12} — летучая жидкость — входит в состав газового бензина. Высшие углеводороды — твердые тела. Алканы являются достаточно сильными наркотиками, но их действие ослабляется малой растворимостью в крови. Поэтому при обычных условиях они являются физиологически индифферентными. Они могут вызывать удушье только при очень высоких концентрациях из-за уменьшения содержания кислорода.

Ненасыщенные углеводороды открытого строения — алкены (общая химическая формула C_nH_{2n}) — имеют одну двойную связь между соседними атомами углерода. Они имеют способность к реакциям присоединения, ибо двойная связь легко разрывается и за счет освободившейся валентности углерода происходит присоединение нового атома или атомной группы.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 13.1. **Некоторые физико-химические свойства углеводородов, входящих в состав технических сжиженных газов**

Газ	Химическая формула	Молекулярная масса, кг	Газовая постоянная, Дж/(кг×К×град)	Критические параметры			Молекулярный объем, м³/кмоль	Плотность газовой фазы, кг/м³	Плотность жидкой фазы, кг/м³	Упругость насыщенных паров при 0 °С, МПа (абс.)	Температура кипения при 101,3 КПа, °С	Теплота испарения при температуре кипения, соответствующей давлению 101,3 КПа, кДж/кг
				температура, °С	давление, МПа (абс.)	плотность, кг/м³	при 101,3 кПа и 0 °С					
Метан	CH_4	16,04	518,04	—82,5	4,58	162	22,38	0,7168	416	—	—161	509,3
Этан	C_2H_6	30,07	271,18	32,5	4,82	210	22,17	1,356	546	2,39	—88,6	485,7
Пропан	C_3H_8	44,1	184,92	96,84	4,21	226	22	2,0037	528	0,47	—42,1	427,1
Н-бутан	н-C_4H_{10}	58,12	140,3	152,0	3,75	225	21,5	2,703	601	0,115	—0,5	385,6
Изобутан	изо-C_4H_{10}	58,12	140,3	134,98	3,6	—	21,74	2,668	582	0,16	—10,2	366,4
Н-пентан	C_5H_{12}	72,15	113,01	196,6	3,33	232	20,87	3,457	646	—	36,2	357,6
Этилен	C_2H_4	28,05	261,26	9,9	5,03	220	22,26	1,26	566	4,21	—104	481,3
Пропилен	C_3H_6	42,08	193,77	91,94	4,524	—	21,97	1,915	609	0,6	—47,7	439

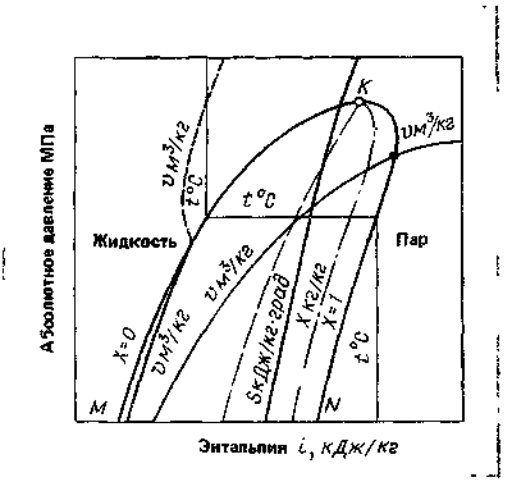


Рис. 13.1. Построение *p — i*-диаграммы

Токсическое действие алкенов сходно с действием алканов. В состав сжиженных газов, получаемых при переработке нефти, могут входить незначительные количества циклических углеводородов — цикланов (C_nH_{2n}). Во избежание повышения упругости паров сжиженный газ не должен содержать значительных качеств этана, а для недопустимого снижения упругости — пентана. Некоторые физико-химические свойства углеводородов, входящих в состав сжиженных газов, приведены в табл. 13.1.

Как отмечалось выше, основной особенностью и положительным свойством сжиженных углеводородных газов, с точки зрения транспортирования и использования в качестве топлива, является способность сжижения при сравнительно небольшом повышении давления. Это приводит к тому, что при использовании сжиженных газов всегда наблюдаются фазовые превращения. Поэтому в отличие от систем, использующих сухой (тощий) газ, элементы систем снабжения сжиженными газами необходимо рассчитывать исходя из свойств жидкой и паровой фаз с учетом особенностей фазовых превращений. Расчеты проводят по таблицам и диаграммам состояния углеводородов.

Принципиальная схема диаграммы

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

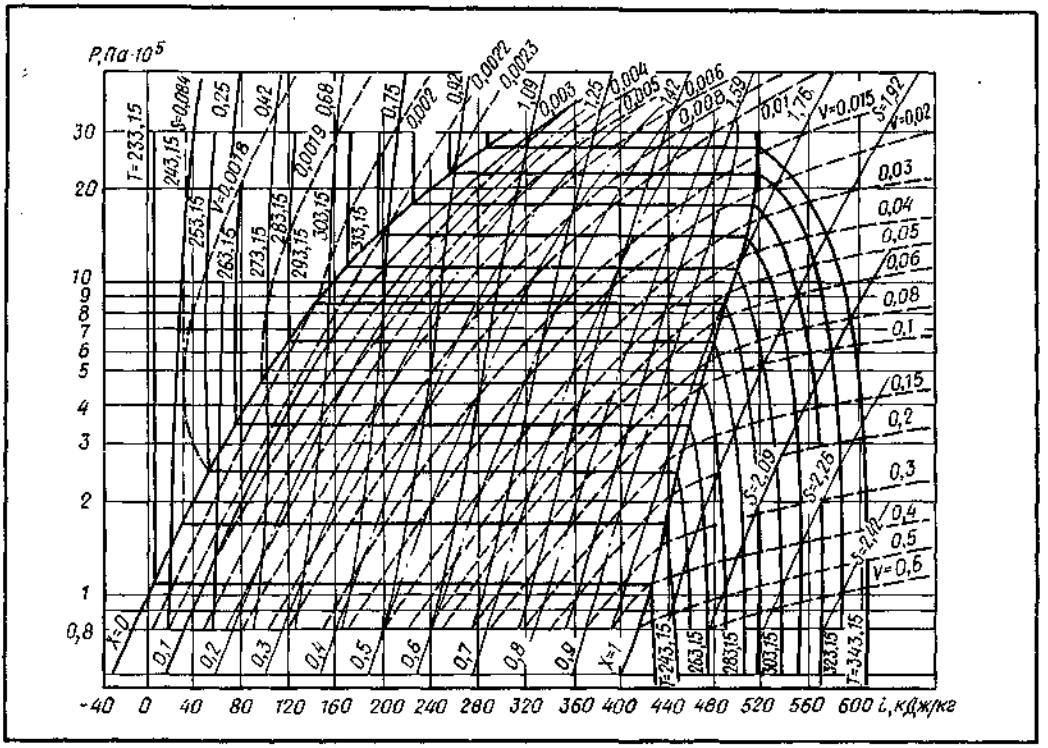


Рис. 13.2. Диаграмма состояния пропана p — давление, Па; T — температура, К; i — энтальпия, кДж/кг; s — энтропия, кДж/(кг×град); v — удельный объем, м³/кг; x — сухость пара, кг/кг

состояния пропана в $p-i$ координатах показана на рис. 13.1. Здесь по оси абсцисс отложена энтальпия i, а по оси ординат — абсолютное давление p. Нижняя пограничная кривая MK соответствует началу кипения, а верхняя пограничная кривая NK — сухому насыщенному пару (началу конденсации). Критическое состояние обозначено точкой K.

Слева от нижней пограничной кривой расположена однофазная система — жидкость. Правее верхней пограничной кривой находится пар. В области между пограничными кривыми расположена двухфазная система «жидкость — пар». Следовательно, здесь пар находится в насыщенном состоянии. Соотношение между количеством пара и жидкости отражают линии постоянной сухости x, которые показывают долю пара в системе. На диаграмме нанесены изотермы t, линии постоянной плотности и линии постоянной энтропии s. Диаграммы состояния для пропана и н-бутана даны соответственно на рис. 13.2 и 13.3. При необходимости более точного определения плотности сухого насыщенного пара или жидкости (на линии насыщения) следует использовать данные табл. 13.2. Скрытая теплота испарения жидкости в зависимости от температуры приведена в табл. 13.2.

В области двухфазного насыщенного состояния каждому значению температуры соответствует определенное давление. Это давление представляет собой упругость насыщенных паров. С ростом температуры упругость паров увеличивается: так, для пропана при $t=-40°C$ $p=0{,}11$ МПа (абс.), а при $t=40°C$ $p=1{,}37$ МПа (абс.). Из приведенных значений следует, что в области температур атмосферного воздуха пары пропана имеют достаточное давление для использования их в качестве газообразного топлива. Кривая зависимости

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

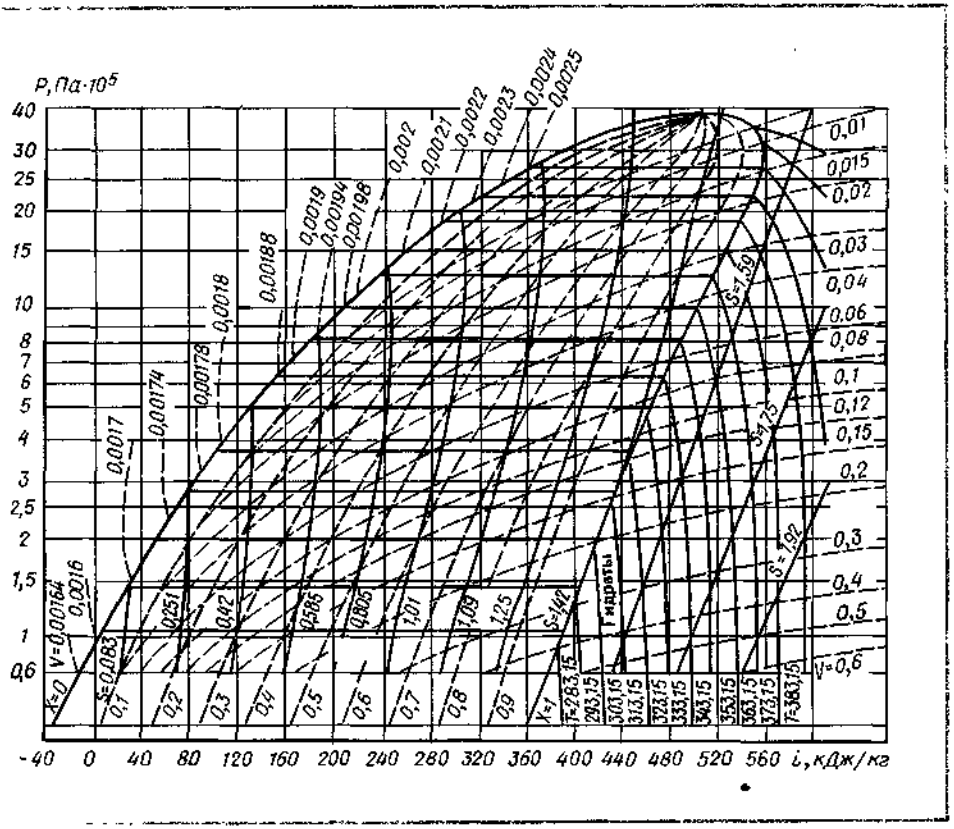


Рис. 13.3. Диаграмма состояния н-бутана p — давление, Па, T — температура, К; i — энтальпия, кДж/кг; s — энтропия, кДж/(кг××град); v — удельный объем, м^3/кг; x — сухость пара, кг/кг

упругости паров от температуры заканчивается критической точкой. Для пропана значение $t_{кр}$=96,84°С, а $p_{кр}$=4,21 МПа (см. табл. 13.1). Зависимость давления насыщенных паров от температуры для некоторых углеводородов приведена в табл. 13.2. Рассмотрим примеры решения некоторых практических задач, возникающих при расчете систем снабжения потребителей сжиженными газами, с использованием таблиц и диаграмм состояния.

Пример 13.1. Определить упругость $p_{нас}$ пропана и плотность ρ его жидкой и паровой фаз. Пропан находится в баллоне при температуре t=—25°С и t=+16°С.

Решение 1. Определим параметры пропана при t=—25 ° С. По p — i-диаграмме:

$$p_{нас}=0{,}2 \text{ МПа (абс)};$$

$$\rho_ж=\frac{1}{V_ж}=\frac{1}{1{,}78}=0{,}562 \text{ кг/л}$$

(на пограничной кривой жидкости);

$$\rho_п=\frac{1}{V_п}=\frac{1}{0{,}22}=4{,}54 \text{ кг/м}^3.$$

По табл. 13.2 получим более точные значения: $p_{нас}$=0,2 МПа (абс.); $\rho_ж$=0,559 кг/л; $\rho_п$=4,62 кг/м^3.

2. Определим параметры при t=16°С. По ρ—i-диаграмме $p_{нас}$=0,73 МПа (абс.); $\rho_ж$=0,501 кг/л; $\rho_п$=15,4 кг/м^3. По табл. 13.2: $p_{нас}$=0,748 МПа (абс.); $\rho_ж$=0,505 кг/л; $\rho_п$=15,97 кг/м^3. Из проведенных расчетов следует, что с повышением температуры упругость паров пропана существенно увеличивается, плотность пара также растет, а плотность жидкости несколько уменьшается.

Пример 13.2. После заполнения баллона пропаном объем жидкой фазы составил 90 % объема баллона. Температура t=10°С. С повышением температуры объем паровой подушки будет уменьшаться.

Определить, при какой температуре баллон полностью будет заполнен жидкостью.

Решение 1. Плотность жидкости при t=10° С по табл. 13.2 равна: $\rho_ж$=0,514 кг/л. Тогда количество жидкого пропана в баллоне

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 13.2. **Упругость насыщенных паров, плотность жидкости, плотность сухого насыщенного пара и скрытая теплота испарения некоторых углеводородов**

Температура, 0 °С	Пропан				Изо-бутан				Н-бутан			
	упругость пара, МПа (абс)	плотность		скрытая теплота испарения, кДж/кг	упругость пара, МПа (абс)	плотность		скрытая теплота испарения, кДж/кг	упругость пара, МПа (абс)	плотность		скрытая теплота испарения, кДж/кг
		жидкость, кг/л	пар, кг/м³			жидкость, кг/л	пар, кг/м³			жидкость, кг/л	пар, кг/м³	
—60	0,04	0,606	1,11	441,7	—	—	—	—	—	—	—	—
—55	0,05	0,598	1,36	435,4	—	—	—	—	—	—	—	—
—50	0,06	0,593	1,81	427,1	—	—	—	—	—	—	—	—
—45	0,09	0,587	2,07	425	—	—	—	—	—	—	—	—
—40	0,11	0,581	2,61	419,5	—	—	—	—	—	—	—	—
—35	0,14	0,575	3,25	416,6	—	—	—	—	—	—	—	—
—30	0,17	0,565	3,87	410,3	0,054	0,619	1,49	386	—	—	—	—
—25	0,2	0,559	4,62	404	0,06	0,61	1,65	380,2	—	—	—	—
—20	0,24	0,553	5,48	399,9	0,073	0,606	1,96	375,2	—	—	—	—
—15	0,29	0,548	6,4	396,1	0,09	0,6	2,5	371	0,051	0,615	1,602	397,3
—10	0,34	0,542	7,57	387,7	0,11	0,594	3,04	366,4	0,08	0,611	1,947	392,7
— 5	0,41	0,535	9,05	383,1	0,133	0,588	3,59	359,7	0,096	0,605	2,1	388,5
0	0,47	0,528	10,37	379,8	0,16	0,582	4,31	355,5	0,115	0,6	2,82	384,4
5	0,55	0,521	11,9	371,4	0,192	0,576	5,07	349,2	0,138	0,596	3,35	380,2
10	0,63	0,514	13,6	364,3	0,225	0,57	5,92	345	0,164	0,591	3,94	376
15	0,73	0,507	15,51	355,5	0,253	0,565	6,95	339,1	0,197	0,583	4,65	370,5
20	0,83	0,499	17,74	345,4	0,306	0,56	7,94	334,5	0,23	0,578	5,39	366,8
25	0,95	0,49	20,15	339,1	0,355	0,553	9,21	327	0,269	0,573	6,18	362,2
30	1,07	0,483	22,8	329,1	0,41	0,546	11,5	322,8	0,314	0,568	7,19	358,4
35	1,21	0,474	25,3	320,3	0,471	0,54	13	316,1	0,36	0,560	8,17	355,1
40	1,37	0,464	28,6	311,5	0,639	0,534	14,7	310,3	0,408	0,556	9,334	346,7
45	1,53	0,451	34,5	301,5	0,606	0,527	16,8	301,5	0,477	0,549	10,571	341,2
50	1,7	0,446	36,8	284,7	0,695	0,52	18,94	296,4	0,536	0,542	12,1	333,3
55	1,89	0,437	40,22	270,1	0,781	0,513	20,56	285,1	0,608	0,536	12,38	328,3
60	2,1	0,434	44,6	262,1	0,869	0,505	24,2	275,1	0,69	0,532	15,4	321,6

Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

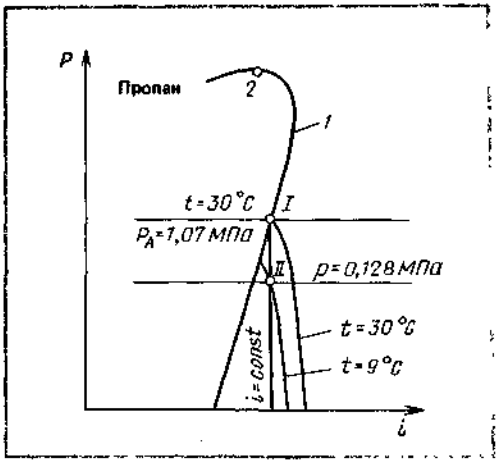


Рис. 13.4. Процесс дросселирования пропана (*I—II*) *1*—пограничная кривая; *2*—критическая точка

будет: $M_ж=0{,}514\cdot 0{,}9\ V$ (V — объем баллона в л).

2. Плотность пара при $t=10°C$ равна: $\rho_п=13{,}6$ кг/м³. Количество парообразного пропана в баллоне будет: $M_п=13{,}6\cdot 0{,}1\dfrac{V}{1000}$ кг. Общее количество пропана в баллоне составит $M=(0{,}514\cdot 0{,}9+\dfrac{1{,}36}{1000})V=(0{,}465+0{,}0014)V=0{,}466V$ кг. Доля массы паровой фазы весьма незначительная (всего 2,9 %).

3. Определим плотность жидкости, когда она полностью заполнит баллон:

$$\rho_ж=\frac{0{,}466\ V}{V}=0{,}466\ \text{кг/л}.$$

Этой плотности соответствует температура (на линии насыщения) $t=39°C$ (по табл. 13.2 для $t=35°C$ $\rho_ж=0{,}474$, а для $t=40°C$ $\rho_ж=0{,}464$; температуру, соответствующую $\rho_ж=0{,}474$, определяем линейным интерполированием).

Следовательно, когда температура пропана повысится до 39°С, паровая подушка исчезнет, и при дальнейшем повышении температуры жидкость будет расширяться, расти давление в баллоне и напряжение его стенок, что может привести к разрыву баллона.

Пример 13.3. В баллоне вместимостью $V=50$ л под давлением насоса заливают 20 кг пропана. После установления термодинамического и теплового равновесия температура пропана и баллона становится равной $t=15°C$. Определить давление, которое установилось в баллоне, количество и объем жидкой и паровой фаз

Решение. 1. Предположим, что в баллоне образовалась паровая подушка, тогда давление в нем будет равно давлению насыщения для пропана при $t=15°C$. По табл. 13.2. величина $p_{нас}=0{,}73$ МПа (абс.). Если в баллоне однофазная система (жидкость), то давление может быть больше $p_{нас}$.

2. Определим плотность жидкой и паровой фаз при давлении насыщения (по нижней и верхней пограничным кривым):

$$\rho_ж=0{,}507\ \text{кг/л};\ \rho_п=15{,}51\ \text{кг/м}^3.$$

3. Определим объем паровой подушки $V_п$ и жидкости $V_ж$, учитывая, что их суммарная масса равна 20 кг, а $V_п+V_ж=50$ л.

$$\frac{V_п}{1000}15{,}51+(50-V_п)0{,}507=20,$$

отсюда

$$V_п=10{,}9\ \text{л};\ V_ж=50-10{,}9=39{,}1\ \text{л}.$$

Расчетом подтверждено наличие паровой подушки.

4. Определим массы пара и жидкости:

$$M_п=\frac{10{,}9}{1000}15{,}51=0{,}17\ \text{кг};\ M_ж=39{,}1\cdot 0{,}507=19{,}83\ \text{кг}.$$

Пример 13.4. Температура пропана в баллоне $t=30°C$. Пары его проходят через регулятор, где их давление снижается до 0,128 МПа (абс.). Определить температуру пропана после регулятора и величину перегрева паров.

Решение. 1. При решении используем диаграмму рис. 13.2. Из баллона выходит насыщенный пар, поэтому его состояние в $p-i$-диаграмме будет соответствовать точке пересечения изотермы $t=30°C$ и пограничной кривой пара (рис. 13.4, точка *1*). Давление в баллоне $p_п=1{,}07$ МПа (абс.).

2. Процесс дросселирования на клапане протекает при постоянной энтальпии, т. е. при $i=\text{const}$. Поэтому для определения конечного состояния через точку *1* проводим линию $i=\text{const}$ до пересечения с линией $p=0{,}128$ МПа. Через эту точку проходит изотерма $t=9°C$. Процесс дросселирования на рис. 13.4 показан в виде линии *I—II*. Температура пропана при этом снижается на $\Delta t=30-9=21°C$.

3. Несмотря на снижение температуры пропана, пар перегревается, так как давлению $p_п=0{,}128$ МПа (абс.) соответствует температура насыщения $t=-38$ °С. Следовательно, перегрев пара составит $\Delta t_{пер}=9-(-38)=47°$.

Пример 13.5. Баллон с пропаном установлен в помещении, в котором температура воздуха 18 °С. Вместимость баллона 50 л ($d=300$ мм, $H=826$ мм). Заполнен он на высоту 600 мм. Пары пропана поступают к горелкам плиты. Нагрузка плиты равна 9,3 кВт. Определить количество испаряющегося пропана и его температуру в баллоне. Коэффициент теплопередачи от воздуха к жидкому пропану принимаем равным 9,3 Вт/(м²·град).

Решение. 1. Рассмотрим процесс трансформации теплоты и фазовых превращений, который наблюдается при стабильном режиме работы установки. Тепловой поток из помещения поступает через стенки баллона к жидкому пропану и расходуется на его испарение. Необходимое количество испарившегося пропана определяется нагрузкой плиты. Отсюда с увеличением нагрузки увеличивается тепло-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

вой поток, поступающий в баллон в результате изменения температурного напора между воздухом помещения и пропаном в баллоне. В результате этого с увеличением нагрузки температура в баллоне будет снижаться.

Значение температуры можно определить из следующих равенств: поток теплоты из окружающей среды в баллон равен расходу теплоты на испарение пропана; часовое количество испаряющегося пропана, умноженное на его теплоту сгорания, равно тепловой нагрузке плиты. Из этих равенств находят все тепловые потоки и параметры жидкой и паровой фаз пропана.

2. Количество пропана $M_{пр}$, необходимого для работы плиты, определяем исходя из нагрузки плиты $Q_{пл}$=9,3 кВт и теплоты сгорания пропана $Q_н^с$=46 400 кДж/кг;

$$M_{пр}=Q_{пл}/Q_н^с=9{,}3/46\,400=2{,}01\cdot10^{-4}\ \text{кг/с}.$$

3. Зная количество пропана, которое необходимо испарить в баллоне, определяем тепловой поток из окружающей среды в баллон и температуру в баллоне:

$$M_{пр}r=kF(t_{о.с}-t_{нас}),$$

где r — скрытая теплота испарения, кДж/кг; k — коэффициент теплопередачи от окружающей среды к жидкому пропану, Вт/(м^2·град); F — поверхность нагрева (в данном случае смоченная поверхность в м^2). Тепловым потоком, поступающим к жидкости через стенки, омываемые воздухом и парами пропана, можно пренебречь; $t_{о.с}$ и $t_{нас}$ — температура окружающей среды и пропана.

Так как величина r зависит от $t_{нас}$, то уравнение решаем методом последовательных приближений: задаемся величиной $t_{нас}$, находим r и проверяем принятое значение $t_{нас}$.

Принимаем $t_{нас}$=6 °С, тогда по табл. 13.2 r=369 кДж/кг. Поверхность нагрева определяем с некоторым приближением как сумму боковой поверхности цилиндра и днища, т. е.

$$F=\pi\,0{,}3\cdot0{,}6+\frac{\pi\cdot0{,}3^2}{4}=0{,}638\ \text{м}^2.$$

Определяем $t_{нас}$:

$$t_{нас}=t_{о.с}-\frac{M_{пр}r}{kF}=$$

$$=18-\frac{2{,}01\cdot10^{-4}\cdot369\cdot10^3}{9{,}3\cdot0{,}638}=18-12{,}4=5{,}6\,^\circ\text{С}.$$

Для этой температуры величина r=343, т. е. отличается от принятого значения в расчете только на 0,14 %. Такая точность достаточна, поэтому пересчета не производим.

Тепловой поток Q, поступающий из окружающей среды к пропану для его испарения, равен:

$$Q=kF(t_{о.с}-t_{нас})=9{,}3\cdot0{,}638\cdot12{,}4=73{,}6\ \text{Вт}.$$

Состав сниженных углеводородных газов, используемых для коммунально-бытового газоснабжения, должен соответствовать нормам, приведенным в табл. 13.3. Установлены следующие марки сжиженных газов: СПБТЗ — смесь пропана и бутана технических зимняя; СПБТЛ — смесь пропана и бутана технических летняя; БТ — бутан технический.

Таблица 13.3. **Состав сжиженных углеводородных газов, используемых для газоснабжения коммунально-бытовых потребителей**

Показатель	Марка сжиженного газа		
	СПБТЗ	СПБТЛ	БТ
Компонентный состав, % (по массе):			
сумма метана, этана и этилена, не более	4	6	6
сумма пропана и пропилена, не менее	75	Не нормируется	
Сумма бутанов и бутиленов:			
не менее	Не нормируется	—	60
не более		60	—
Жидкий остаток (в том числе углеводороды C_5 и высшие) при t=20 °С, % (по объему), не более	1	2	2
Давление насыщенных паров избыточное, МПа:			
при +45 °С, не более	1,6	1,6	1,6
при —20 °С, не менее	0,16	—	—
Массовая доля сероводорода и меркаптановой серы, %, не более	0,015	0,015	0,015
В том числе сероводорода, не более	0,003	0,003	0,003
Содержание свободной воды	Отсутствует		
Содержание щелочи	»		

Деление составов на зимний и летний связано с наружными температурами, от которых зависит упругость паров сжиженных газов, находящихся в баллонах на открытом воздухе или в подземных резервуарах. В зимних условиях при низких температурах для поддержания необходимого давления в системах газоснабжения в составе сжиженного газа должно быть больше легкого компонента (пропана). Летом количество пропана может быть сокращено.

Так, в составе СПБТЗ содержание пропана должно быть не менее

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

75 %, в противном случае при низких температурах упругость паров сжиженного газа будет слишком мала. В летнем составе это количество сокращается до 34 %. Те же цели преследует лимитирование максимального содержания бутана, так как при низких температурах бутан имеет малую упругость паров. Технические составы допускают содержание небольших количеств легких компонентов (метана, этана, этилена) и жидких остатков. Нормы устанавливают так, что сжиженные углеводородные газы должны содержать сероводорода не более 5 г на 100 м^3, а их запах должен ощущаться при содержании паров сжиженных газов в воздухе 0,5—0,3 % (объема).

Наиболее благоприятными свойствами, с точки зрения газоснабжения, обладает технический пропан, ибо в пределах температур от —35 до +45 °С он имеет достаточно высокую упругость паров и поэтому пригоден для использования в установках с отбором паровой фазы при естественном испарении. Это позволяет баллоны и резервуары со сжиженным пропаном устанавливать снаружи помещения, а также в грунте.

Давление смеси идеальных газов, которые не вступают между собой в химические реакции, определяет закон Дальтона. Каждый индивидуальный газ, называемый компонентом, ведет себя в смеси так, как будто в объеме нет других газов. Он занимает весь объем и подчиняется уравнению состояния, написанному для него. Этим уравнением определяется его индивидуальное (парциальное) давление. Давление смеси $p_{см}$ равно сумме парциальных давлений компонентов

$$p_{см}=\Sigma p_i,$$

где p_i — парциальное давление газа i

Состав газовых смесей и смесей взаимно растворимых жидкостей задают молярными долями (для газов r_i, а для жидкостей x_i), массовыми долями m_i и объемными долями V_i. Молярную долю определяют как отношение числа молей компонента N_i к общему числу молей смеси, т. е.

$$r_i\ (x_i)=N_i/\Sigma N_i.$$

Массовую долю определяют как отношение массы компонента M_i ко всей массе смеси ΣM_i:

$$m_i=M_i/\Sigma M_i.$$

Объемную долю для жидких смесей находят как отношение объема компонента V_i, рассчитанного по плотности при температуре смеси, к объему смеси:

$$v_i=V_i/\Sigma V_{см}.$$

Объемную долю для газовых смесей получают как отношение парциального объема компонента V_i к сумме парциальных объемов, равной объему смеси. Парциальным объемом компонента называют объем, занимаемый им при температуре и давлении смеси. Так как компонент в парциальном объеме и объеме смеси находится при одинаковой температуре, то по закону Бойля—Мариотта можно написать:

$$p_iV_{см}=p_{см}V_i,$$

где p_i и V_i — парциальные давления и объем компонента i

Следовательно,

$$V_i=V_{см}(p_i/p_{см}).$$

По закону Авогадро при одинаковых температурах и давлении объемы, занимаемые молями различных газов, одинаковы. Этому закону подчиняются идеальные газы. Реальные газы немного отклоняются от него (см. табл. 13.1). Закон Авогадро дает простой способ определения плотности газа

$$\rho=\mu/V_\mu,$$

где ρ — плотность газа при нормальных условиях, кг/м^3, μ — молекулярная масса киломоля газа, кг, V_μ — объем, занимаемый 1 киломолем газа при нормальных условиях, м^3

Для идеальных газов и с некоторым приближением для реальных газов V_μ=22,4 м^3/кмоль. Точные значения V_μ приведены в табл. 13.1.

На основании закона Авогадро можно сказать, что для газовых (идеальных) смесей мольные и объемные доли равны. Действительно, объем, занимаемый компонентом i, можно определить как

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 13.4. **Пересчет состава газовых смесей**

Компоненты	Задан объемный состав		Задан массовый состав	
	объемные доли r_i	масса компонента $M_i=r_i\rho_i$	массовые доли m_i	объем компонента $V_i=m_i/\rho_i$
1	r_1	M_1	m_1	V_1
2	r_2	M_2	m_2	V_2
...	...	...	...	...
n	r_n	M_n	m_n	V_n
Σ	$\Sigma r_i=1$	$\Sigma M_i=\Sigma r_i\rho_i$	$\Sigma m_i=1$	$\Sigma V_i=\Sigma\left(\frac{m_i}{\rho_i}\right)$

Таблица 13.5. **Пересчет состава жидких смесей**

Компоненты	Задан мольный состав			Задан объемный состав			Задан массовый состав		
	мольные доли x_i	масса компонента $M_i=x_i\mu_i$	объем компонента $V_i=\frac{x_i\mu_i}{\rho_i}$	объемные доли v_i	масса компонента $M_i=v_i\times\times\rho_i$	количество молей компонента $N_i=\frac{V_i\rho_i}{\mu_i}$	массовые доли m_i	объем компонента $V_i=\frac{m_i}{\rho_i}$	количество молей компонента $N_i=\frac{m_i}{\mu_i}$
1	x_1	M_1	V_1	v_1	M_1	N_1	m_1	V_1	N_1
2	x_2	M_2	V_2	v_2	M_2	N_2	m_2	V_2	N_2
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
n	x_n	M_n	V_n	v_n	M_n	N_n	m_n	V_n	N_n
Σ	$\Sigma x_i=1$	$\Sigma M_i=\Sigma x_i\mu_i$	$\Sigma V_i=\Sigma\frac{x_i\mu_i}{\rho_i}$	$\Sigma v_i=1$	$\Sigma M_i=\Sigma v_i\rho_i$	$\Sigma N_i=\Sigma\frac{V_i\rho_i}{\mu_i}$	$\Sigma m_i=1$	$\Sigma V_i=\Sigma\frac{m_i}{\rho_i}$	$\Sigma N_i=\Sigma\frac{m_i}{\mu_i}$

$$V_i=N_iV_\mu.$$

Подставляя это выражение в формулу, определяющую объемную долю, и учитывая, что объемы киломолей V_μ всех газов одинаковые при одинаковых условиях, получаем $v_i=r_i$:

$$v_i=\frac{V_i}{\sum V_i}=\frac{V_\mu\cdot N_i}{V_\mu\sum N_i}=r_i.$$

Поэтому для расчета газовых смесей используют мольные (объемные) доли r_i и массовые доли m_i.

Пересчет состава, заданного одними долями, в другие для газовых смесей удобно производить с помощью табл. 13.4.

Плотность смеси определяют по следующему уравнению:

$$\rho_{см}=\frac{M_{см}}{V_{см}}=\frac{\sum r_i\rho_i}{1}=\frac{1}{\sum\frac{m_i}{\rho_i}}.$$

Расчет средней (условной) молекулярной массы $\mu_{см}$ производим делением массы газа на число киломолей в ней.

При смеси, заданной объемным составом,

$$\mu_{см}=\frac{\sum r_i\rho_i}{\sum\frac{r_i\rho_i}{\mu_i}}=\frac{\sum r_i\rho_i}{\sum\frac{r_i}{V_\mu}}=$$

$$=V_\mu\sum r_i\rho_i=\sum r_i\mu_i,$$

так как

$$\rho_iV_\mu=\mu_i;\ \Sigma r_i=1$$

При задании смеси массовым составом

$$\mu_{см}=\frac{1}{\sum\frac{m_i}{\mu_i}}.$$

При пересчете состава жидкой смеси, заданной одними долями, на другие используют табл. 13.5.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Плотность смеси взаимно растворимых жидкостей определяют из уравнения

$$\rho_{см}=\frac{\sum x_i\mu_i}{\sum\frac{x_i\mu_i}{\rho_i}}=\sum\frac{v_i\rho_i}{1}=\frac{1}{\sum\frac{m_i}{\rho_i}}$$

Среднюю молекулярную массу находят из уравнения

$$\mu_{см}=\frac{\sum x_i\mu_i}{1}=\frac{\sum v_i\rho_i}{\sum\frac{v_i\rho_i}{\mu_i}}=\frac{1}{\sum\frac{m_i}{\mu_i}}$$

Пример 13.6. Задан объемный состав паровой фазы сжиженного углеводородного газа:

$r_{C_2H_6}=4\ \%$, $r_{C_3H_8}=60\ \%$, $r_{н\text{-}C_4H_{10}}=13\ \%$,

$r_{изо\text{-}C_4H_{10}}=20\ \%$; $r_{C_5H_{12}}=3\ \%$

Определить плотность, молекулярную массу и массовый состав смеси.

Решение. 1. Определяем плотность смеси при $p=0{,}1013$ МПа и при $t=0$ °С:

$$\rho_{см}=\sum r_i\rho_i=0{,}04\cdot1{,}356+$$

$$+0{,}6\cdot2{,}0037+0{,}13\cdot2{,}703+$$

$$+0{,}2\cdot2{,}668+0{,}03\cdot3{,}457=2{,}243\ кг/м^3.$$

Величину ρ_i находим по табл. 13.1.

2. Молекулярная масса равна:

$$\mu_{см}=\sum r_i\mu_i=0{,}04\cdot30{,}07+0{,}6\cdot44{,}1+$$

$$+0{,}13\cdot58{,}12+0{,}2\cdot58{,}12+0{,}03\cdot72{,}15=49.$$

μ_i находим по табл. 13.1.

3. Определяем массовый состав смеси:

$$m_i=\frac{r_i\rho_i}{\sum r_i\rho_i};$$

$$m_{C_2H_6}=\frac{0{,}04\cdot1{,}356}{2{,}243}=0{,}024,$$

$$m_{C_3H_8}=\frac{0{,}6\cdot2{,}0037}{2{,}243}=0{,}537;$$

$$m_{н\text{-}C_4H_{10}}=\frac{0{,}13\cdot2{,}703}{2{,}243}=0{,}156,$$

$$m_{изо\ C_4H_{10}}=\frac{0{,}2\cdot2{,}668}{2{,}243}=0{,}238,$$

$$m_{C_5H_{12}}=\frac{0{,}03\cdot3{,}457}{2{,}243}=0{,}045.$$

Как отмечалось выше, сжиженные углеводородные газы обладают свойством взаимной растворимости. Они с достаточной точностью подчиняются закону Рауля. Смеси жидких углеводородов можно рассматривать как идеальные растворы. По закону Рауля парциальное давление паров данного компонента, находящегося в жидкой смеси, равно его молярной концентрации в жидкости, умноженной на упругость паров этого компонента в чистом виде при температуре смеси, т. е.

$$p_i=x_ip_{iнас}, \qquad (13.1)$$

где p_i — парциальное давление паров компонента i, находящегося в жидкой смеси, x_i — молярная доля компонента i в жидкой смеси; $p_{iнас}$ — упругость паров чистого компонента при температуре смеси.

Упругость паров жидкой смеси (ее давление) равна сумме парциальных давлений паров всех компонентов. Учитывая уравнение (13.1), давление смеси (упругость) p определяют по следующему выражению:

$$p=\Sigma p_i=\Sigma x_ip_{iнас}. \qquad (13.2)$$

Изменение парциального давления паров жидких компонентов смеси, состоящей из пропана и изобутана, показано на рис. 13.5. Температура принята постоянной и равной 0°С. Из рисунка следует, что парциальное давление низкокипящего компонента, в данном примере пропана, растет от нуля (при $x_i=0$) до 0,47 МПа (при $x_i=1$), равного упругости насыщенного пара при 0°С. Давление взаиморастворимой смеси зависит от их количественного соотношения. Так, при 50 %-ном (мольном) содержании пропана и изобутана упругость паров смеси будет равна 0,315 МПа. Из рис. 13.5 видно, что с увеличением содержания высококипящего компонента (изо-C_4H_{10}) упругость паров смеси падает. Все уравнения $p=f|x|$ линейные, так как $t=$const.

Для каждого компонента парциальное давление газа, находящегося над уровнем жидкости (в паровой фазе), равно давлению паров компонента в жидкой фазе. Это равенство является следствием термодинамического равновесия. Действительно,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

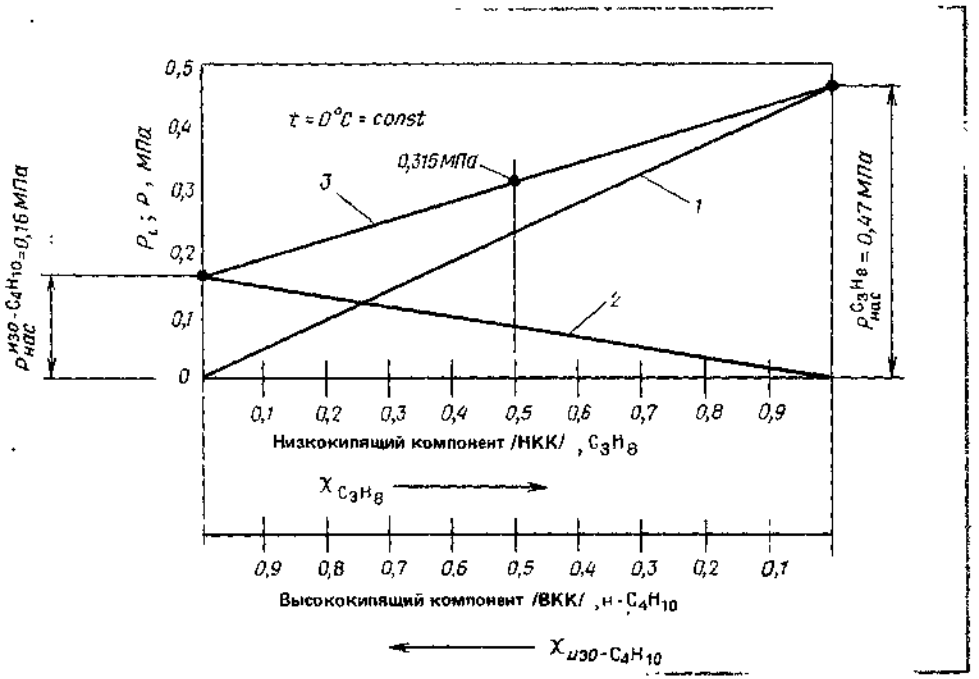


Рис. 13.5. Изменение давления смеси пропана и бутана в зависимости от их концентраций
1 — $x_i p_{i нас}$ — C_3H_8; *2* — $x_i p_{i нас}$ — изо-C_4H_{10}; *3* — *p* — смеси

если парциальное давление данного компонента в паровой фазе превысит давление паров этого компонента в жидкой фазе, то наступит процесс конденсации. Противоположное соотношение давлений приведет к процессу испарения. Эти процессы будут протекать до тех пор, пока не установится равновесие. Таким образом, для каждого компонента можно написать равенство парциального давления с использованием законов Дальтона и Рауля.

Парциальное давление компонента i в паровой фазе по закону Дальтона равно:

$$p_i = r_i p.$$

Давление паров компонента i, находящегося в жидкой фазе, по закону Рауля составляет:

$$p_i = x_i p_{i нас}.$$

Из равенства парциальных давлений получаем основное уравнение

$$r_i p = x_i p_{i\,нас}\ ; \qquad (13.3)$$

$$\frac{r_i}{x_i} = \frac{p_{i нас}}{p} = k_i\ , \qquad (13.4)$$

где k_i — константа равновесия или коэффициент распределения, равный отношению упругости паров компонента $p_{i нас}$ к общему давлению смеси.

Константа равновесия определяет соотношение молярных долей компонента i в паровой и жидкой фазах. Для более летучих компонентов, находящихся в смеси, коэффициент $k_i > 1$. В паровой фазе его относительная доля больше, чем в жидкой. Менее летучие компоненты обладают меньшей упругостью паров, поэтому они в меньшей доле находятся в паровой фазе, для них значение k_i меньше единицы.

Двухфазное состояние двухкомпонентных систем хорошо отражается диаграммой состояния. Она строится по упругостям испарения компонентов и объединенному закону Дальтона—Рауля. Построим такую диаграмму для пропана — н-бутана. Давление жидкой смеси определится уравнением (13.2), представляющим собой пря-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

мую линию, которая для пропана (его мольная доля x) и н-бутана (мольная доля $(1-x)$) примет следующий вид:

$$p=x\cdot 0{,}47+(1-x)0{,}115 \text{ МПа} \quad (13.5)$$

$$\text{или } p=0{,}115+0{,}355x.$$

Уравнение (13.5) написано для $t=0°C=\text{const}$. Зависимость (13.5) показана на рис. 13.6. Линия AB является границей между жидкой фазой и двухфазной системой и является линией упругости жидкой смеси. Выше этой линии находится жидкость; при снижении давления начинается процесс испарения (кипения) жидкости и образуется двухфазная система. Таким образом, линия AB является линией начала испарения. Если продолжать испарение и снижать давление, тогда наступит момент, когда испарится последняя капля жидкости и образуется смесь сухого пара. Геометрическое место точек таких давлений образует линию 2—линию начала конденсации или линию точек росы. Ниже этой линии находится смесь перегретого пара. Эта кривая строится по уравнению (13.3), откуда для каждых пар значений p, x определяем соответствующее значение r и по r строим кривую. Построим кривую для рассматриваемого примера. Примем $t=0°C$. При $x=0$ $p=0{,}115$, при $x=1$ $p=0{,}47$. Отсюда

$$r=x(0{,}47/p),$$

где p определяется уравнением (13.5), тогда для каждого значения x сперва находим p, а затем r. Результаты расчетов представлены ниже.

x	p	r
0	0,115	0
0,1	0,151	0,311
0,2	0,186	0,505
0,3	0,222	0,635
0,4	0,257	0,714
0,5	0,293	0,802
0,6	0,328	0,860
0,7	0,364	0,904
0,8	0,399	0,942
0,9	0,435	0,972
1,0	0,470	1

По проведенным расчетам на рис. 13.6 построена кривая конденсации. Этой кривой соответствует смесь сухого пара пропана и н-бутана. На рисунке показаны также давления стандартных смесей (зимней и летней). Выше кривой *1* находится жидкая смесь, кривая *2* представляет смесь сухого пара компонентов, область *3* соответствует двухфазной системе, состоящей из жидкости и пара. Во всех баллонных и резервуарных установках состав жидкости соответствует линии *1*, а пара — *2*.

Процесс фазового перехода иллюстрируется на рис. 13.7. Линия ACB — линия начала кипения. Ее уравнение, как было показано выше, уравнение упругости паров жидкой смеси, т. е.

$$p=\Sigma x_i p_{i\text{нас}}.$$

Предположим, что жидкая смесь соответствует точке C (рис. 13.7) и давление этой жидкой смеси будет p_c. При снижении давления и без изменения состава смеси начнется процесс испарения. В первом паровом пузырьке концентрация низкокипящего компонента будет $r_{\text{св}}$, а высококипящего $(1-r_{\text{св}})$. При дальнейшем понижении давления паровая фаза будет обогащаться высококипящим компонентом, но его концентрация будет всегда меньше концентрации низкокипящего компонента. Так, для давления, соответствующего точке «к» $p_к$, концентрация низкокипящего компонента будет равна r_{me}, а высококипящего компонента — $(1-r_{me})$. Их мольные соотношения в паровой и жидкой фазах определяются из закона Рауля—Дальтона. Со снижением давления паровая фаза будет увеличиваться, а концентрация r_i низкокипящего компонента будет в ней уменьшаться, и при конце испарения (т. Д.) концентрация низкокипящего компонента станет равной его концентрации в жидкой фазе в начале процесса испарения, т. е. $x_д=r_д$. В последней капле жидкости концентрация низкокипящего компонента будет x_a.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

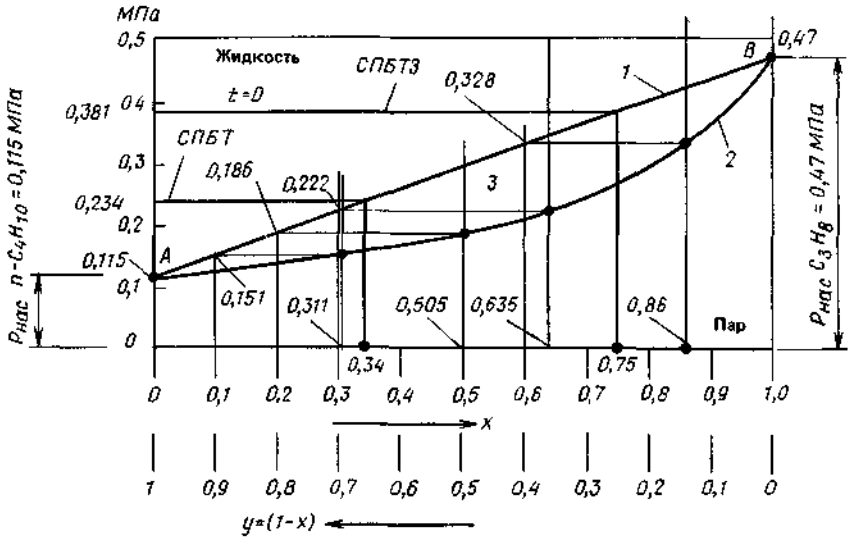


Рис 13 6. Изотермические кривые фазового состояния пропан — и-бутаиовой смеси
1 — линия упругости паров жидкой смеси (кипения), *2* — линия конденсации, *3*— зона двухфазной смеси

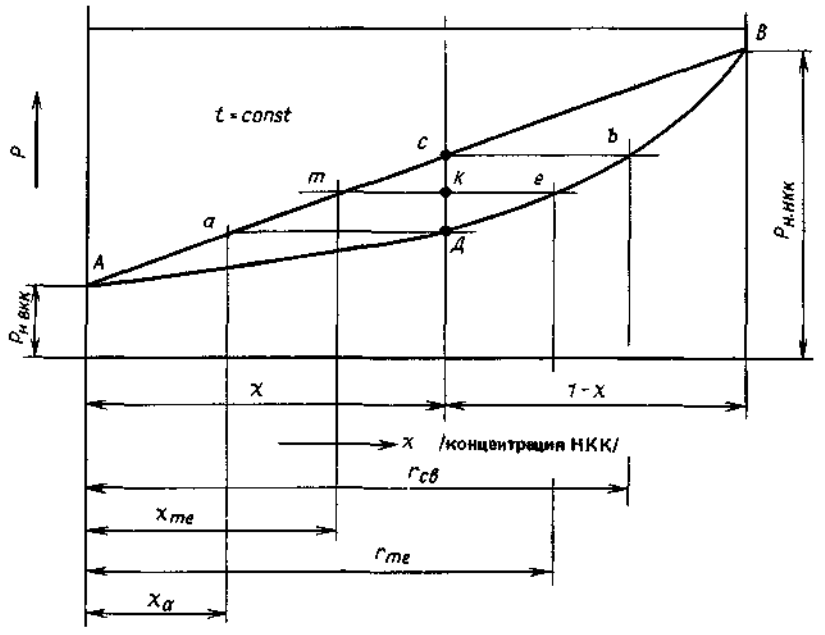


Рис. 13.7. Фазовые переходы двухкомпонентной системы при *t* = const
(*x* — мольная концентрация низкокипящего компонента)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Уравнение кривой, когда вся смесь переходит в паровую фазу, определяется следующим образом. По закону Рауля—Дальтона имеем следующее соотношение для любого компонента:

$$r_i p = x_i p_{i\text{нас}}.$$

Определим из этого соотношения x_i:

$$x_i = \frac{r_i p}{p_{i\text{нас}}}.$$

Просуммируем x_i для всех компонентов, имея в виду, что $\Sigma x_i = 1$:

$$\sum x_i = p \cdot \sum \frac{r_i}{p_{i\text{нас}}} = 1,$$

отсюда

$$p = \frac{1}{\sum \frac{r_i}{p_{i\text{нас}}}}. \qquad (13.6)$$

Уравнение (13.6) является уравнением конденсации для двухфазной системы.

Если смесь углеводородов находится в замкнутом объеме, при термодинамическом равновесии и представляет собой двухфазную систему, то при данной температуре по составу жидкой фазы рассчитывают состав паровой фазы или по составу паровой фазы определяют состав жидкости. В процессе расчета также вычисляют давление смеси. Если известен состав жидкой фазы, то состав паровой фазы рассчитывают следующим образом. По заданной температуре (см. табл. 13.2) определяют упругость паров $p_{i\text{нас}}$ компонентов и рассчитывают давление смеси по формуле

$$p = \Sigma x_i p_{i\text{нас}}.$$

По формуле (13.3) определяют мольный состав паровой фазы

$$r_i = x_i \frac{p_{i\text{нас}}}{p}.$$

При известном составе паровой фазы состав жидкости находят следующим образом. По формуле (13.6) рассчитывают давление смеси. Далее по формуле (13.3) определяют состав жидкой фазы x_i.

Пример 13.7. В баллоне находится сжиженный газ при температуре $t=20°C$. Молярный состав жидкой фазы следующий:

$$x_{C_3H_8}=0{,}25;\ x_{\text{изо-}C_4H_{10}}=0{,}4;\ x_{\text{н-}C_4H_{10}}=0{,}35.$$

Определить давление смеси и состав паровой фазы.

Решение. 1. По табл. 13.2 определяем упругость паров компонентов смеси при $t=20°C$ в МПа (абс.):

$$p_{C_3H_8}=0{,}83;\ p_{\text{изо-}C_4H_{10}}=0{,}306;\ p_{\text{н-}C_4H_{10}}=0{,}23.$$

Рассчитываем давление смеси:

$$p=0{,}25\cdot 0{,}83+0{,}4\cdot 0{,}306+0{,}35\cdot 0{,}23=$$
$$=0{,}411 \text{ МПа (абс.)}.$$

2. Определим мольный состав паровой фазы:

$$r_{C_3H_8}=0{,}25\,\frac{0{,}83}{0{,}411}=0{,}504;$$

$$r_{\text{изо-}C_4H_{10}}=0{,}4\,\frac{0{,}306}{0{,}411}=0{,}196;$$

$$r_{\text{н-}C_4H_{10}}=0{,}35\,\frac{0{,}23}{0{,}411}=0{,}3.$$

Результаты расчета показывают закономерность распределения углеводородов в жидкой и паровой фазах. При анализе уравнения (13.2) было отмечено, что более летучие компоненты в паровой фазе находятся соответственно в большей доле, чем в жидкой. Действительно, более летучим компонентом в данной смеси является пропан C_3H_8. Его доля в жидкой фазе $x=0{,}25$, а в паровой фазе $r=0{,}504$, т. е. в 2 раза больше. Вместе с тем количество менее летучего компонента н-бутана в жидкой фазе $x=0{,}36$, а в паровой фазе его доля уменьшилась до $r=0{,}3$. Давление смеси находится в пределах значений упругости паров наиболее летучего компонента ($p=0{,}83$) и наименее летучего ($p=0{,}23$).

Часто возникает задача расчета двухфазной системы, если известны ее давление и температура, а также состав в однофазном состоянии. Такая задача встречается при расчете состава смеси в баллоне, если известен состав жидкости, которую в него заливают. Рассмотрим решение такой задачи. Предположим, что в резервуар заливают жидкую (исходную) смесь углеводородов, мольный состав которой равен:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\Sigma A_i = 1$$

Температура t и давление в баллоне p заданы. Требуется определить состав паровой $\Sigma r_i = 1$ и жидкой $\Sigma x_i = 1$ фаз, а также долю общего числа молей, залитых в баллон, которые перешли в паровую фазу V и остались в жидкой фазе $L (V + L = 1)$.

Эту задачу можно решить следующим образом. Запишем уравнение материального баланса для компонента i. Общее количество молей этого компонента A_i равно количеству молей в жидкой фазе $x_i L$ плюс количество молей в паровой фазе $r_i V$, т. е.

$$A_i = x_i L + r_i V. \qquad (13.7)$$

Из формулы (13.3) подставим в это уравнение выражение для величины r_i:

$$r_i = x_i \frac{p_{i\text{нас}}}{p},$$

а также исключим величину V, используя выражение $V = 1 - L$:

$$A_i = x_i L + x_i \frac{p_{i\text{нас}}}{p} (1 - L)$$

Далее определим

$$x_i = \frac{A_i}{\frac{p_{i\text{нас}}}{p} - \left(\frac{p_{i\text{нас}}}{p} - 1\right) L} = \frac{A_i}{k_i - (k_i - 1) L} = 1$$

Просуммируем x_i для всех компонентов

$$\sum x_i = \sum \frac{A_i}{k_i - (k_i - 1) L} = 1 \qquad (13.8)$$

Из уравнения (13.8) определим значение L и рассчитаем состав жидкой и паровой фаз. Аналогично можно получить расчетную зависимость, по которой сначала определяют величину V, далее рассчитывают состав паровой и жидкой фаз. Порядок решения рассмотрим на примерах.

Пример 13.8. Жидкая смесь, имеющая исходный состав $A_{C_3H_8} = 0{,}6$; $A_{\text{изо-}C_4H_{10}} = 0{,}25$; $A_{\text{н-}C_4H_{10}} = 0{,}15$, была залита в резервуар, в котором превратилась в двухфазную систему. После того как установилось термодинамическое равновесие, температура и давление двухфазной системы стали равны: $t = 30°C$, $p = 0{,}687$ МПа (абс.). Определить составы паровой и жидкой фаз, а также долю молей от общего количества, которое перешло в паровую фазу.

Решение. 1. По табл. 13.2 определяем упругость паров компонентов смеси при $t = 30°C$ в МПа (абс.):

$$p_{C_3H_8} = 1{,}07; \quad p_{\text{изо-}C_4H_{10}} = 0{,}41; \quad p_{\text{н-}C_4H_{10}} = 0{,}314.$$

2. Рассчитаем коэффициенты распределения для компонентов:

$$k_{C_3H_8} = \frac{1{,}07}{0{,}687} = 1{,}56;$$

$$k_{\text{изо-}C_4H_{10}} = \frac{0{,}41}{0{,}687} = 0{,}598;$$

$$k_{\text{н-}C_4H_{10}} = \frac{0{,}314}{0{,}687} = 0{,}457.$$

3. По формуле (13.8) находим величину L:

$$\frac{0{,}6}{1{,}56 - (1{,}56 - 1) L} + \frac{0{,}25}{0{,}598 - (0{,}598 - 1) L} + \frac{0{,}15}{0{,}457 - (0{,}457 - 1) L} = 1$$

Уравнение решаем методом последовательных приближений. Принимаем $L = 0{,}4$ и рассчитываем левую часть уравнения

$$\frac{0{,}6}{1{,}56 - 0{,}56 \cdot 0{,}4} + \frac{0{,}25}{0{,}598 + 0{,}402 \cdot 0{,}4} + \frac{0{,}15}{0{,}457 + 0{,}543 \cdot 0{,}4} = 0{,}448 + 0{,}33 + 0{,}222 = 1$$

Таким образом, значение $L = 0{,}4$ удовлетворяет уравнению.

Из расчета следует, что в жидкой фазе остается 0,4 общего числа молей, а в паровую фазу переходит $V = 1 - 0{,}4 = 0{,}6$ молей.

Состав жидкой фазы определяем по формуле (13.8): $x_{C_3H_8} = 0{,}448$; $x_{\text{изо-}C_4H_{10}} = 0{,}33$; $x_{\text{н-}C_4H_{10}} = 0{,}222$.

4. Состав паровой фазы рассчитываем по формуле (13.3):

$r_{C_3H_8} = 0{,}448 \cdot 1{,}56 = 0{,}702$; $r_{\text{изо-}C_4H_{10}} = 0{,}33 \times 0{,}598 = 0{,}197$; $r_{\text{н-}C_4H_{10}} = 0{,}222 \cdot 0{,}457 = 0{,}101$.

Пример 13.9. Для условий примера 13.8 определить давление, при котором в баллоне будет находиться только жидкая фаза, а также давление, при котором вся жидкость перейдет в пар.

Решение. 1. Если резервуар наполняют (под давлением) жидкой смесью и в нем устанавливается давление меньшее, чем упругость паров жидкой смеси, то жидкость частично испаряется, образуя двухфазную систему. Если же давление в резервуаре будет равно или больше давления паров жидкой смеси, то паровая фаза образовываться не будет и состав заполняемой жидкости будет такой же, как и жидкой смеси. Давление паров жидкой смеси, заливаемой в резервуар, будет равно:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$p_{пар}=\Sigma x_i p_{нас}=0{,}6\cdot 1{,}07+0{,}25\cdot 0{,}411+0{,}15\times \times 0{,}315=0{,}79 \text{ МПа}$$

Итак, если давление $p_{пар}\geqslant \geqslant 0{,}79$ МПа, то паровая фаза образовываться не будет.

2. Если давление в резервуаре снизить, то количество пара увеличится и при определенном его значении вся жидкость перейдет в паровую фазу. В этом случае состав паровой фазы будет такой же, как и исходной смеси. Для определения давления, при котором жидкой фазы не будет, можно использовать уравнение (13.8), приняв $L=0$:

$$\sum \frac{A_i}{\frac{p_{нас}}{p}}=p\sum (A_i / p_{нас})=1$$

или

$$p=\frac{1}{\sum (A_i / p_{нас})}$$

Для данных предыдущего примера давление будет равно:

$$p=\frac{1}{\frac{0{,}6}{1{,}07}+\frac{0{,}25}{0{,}41}+\frac{0{,}15}{0{,}314}}=0{,}606 \text{ МПа}$$

Таким образом, при давлении, равном или меньшем 0,606 МПа, в резервуаре будет содержаться только паровая фаза.

Если исходная смесь содержит инертные газы (азот, диоксид углерода), то ввиду их большой летучести по сравнению с углеводородами считают, что они полностью переходят в паровую фазу. Для них величина $A_i=r_i$, $x_i=0$, что следует учитывать при составлении уравнения (13.8). Когда первоначальная смесь имеет жидкую часть с малой летучестью, тогда предполагают, что она полностью остается в жидкой фазе, т. е. для нее $A_i=x_i$, а $r_i=0$.

Из анализа свойств двухфазного состояния углеводородных смесей следует, что при отборе из резервуара паровой фазы в начальном периоде газ содержит больше легких компонентов. Теплота его сгорания имеет соответственно меньшее числовое значение. По мере расхода газа содержание тяжелых компонентов в жидкости будет увеличиваться, давление в резервуаре будет падать, а теплота сгорания отбираемого газа будет расти. В результате характеристики сжигаемого газа будут нестабильными, а при пониженных температурах давление может оказаться недостаточным для нормального газоснабжения. Отмеченные факторы являются главным недостатком систем, использующих смеси углеводорода и работающих при отборе паровой фазы. При использовании индивидуальных углеводородов указанные недостатки будут исключены. Их можно также исключить и при использовании смесей углеводородов, если в установках газоснабжения предусмотреть отбор из резервуаров жидкой фазы и искусственное ее испарение в специальных теплообменниках.

13.2. Газонаполнительные станции

Газонаполнительная станция (ГНС) является базой системы снабжения потребителей сжиженными углеводородными газами. На ГНС осуществляют прием сжиженного газа, переливание его в резервуары хранилища и наполнение баллонов и автоцистерн. В баллонах газ доставляют непосредственно потребителям, в автоцистернах — к резервуарным установкам зданий, промышленных и сельскохозяйственных потребителей, а также на автозаправочные станции.

Сжиженный газ поступает на ГНС с газобензиновых заводов. Для транспортирования его на большие расстояния используют железнодорожные цистерны. Для приема, перелива, хранения и наполнения баллонов и резервуаров на газонаполнительной станции имеются следующие отделения и цехи: сливная эстакада с железнодорожной веткой, хранилище, состоящее из стальных резервуаров; насосно-компрессорный и испарительный цех для слива сжиженного газа из

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

железнодорожных цистерн в хранилища и подачи его для наполнения баллонов и автоцистерн; цех для наполнения баллонов и слива из них неиспарившихся тяжелых остатков; колонки для наполнения автоцистерн; коммуникации жидкой и паровой фаз, связывающие все отделения ГНС и обеспечивающие перемещение потоков жидкости и пара.

Газонаполнительные станции имеют водопровод, канализацию, систему электро- и теплоснабжения. На территории ГНС расположены ремонтные мастерские и котельная (при отсутствии централизованного теплоснабжения), гараж с открытой стоянкой для автомобилей, а также административные помещения. Газонаполнительные станции следует размещать вне черты селитебной территории или населенного пункта с подветренной стороны. При выборе площадки для строительства газонаполнительной станции необходимо соблюдать требуемые расстояния между ГНС сжиженного газа, а также зданиями, сооружениями, железными и автомобильными дорогами. Эти расстояния в зависимости от объема хранилища, способа установки резервуаров (надземных или подземных) и типа сооружения или типа дороги изменяются от 40 до 300 м. Расположение площадки должно обеспечивать возможность присоединения ГНС к железной и автомобильным дорогам, сетям электро-, тепло- и водоснабжения, а также канализации. ГНС оборудуют телефонной связью и радиотрансляцией.

Территория газонаполнительной станции по периметру должна иметь ограду из несгораемых материалов, а также должна быть разделена оградой на две зоны: 1) рабочую, включающую главную эстакаду, хранилище, насосно-компрессорный, испарительный и наполнительный цехи, а также колонки для наполнения автоцистерн; 2) вспомогательную, включающую административно-хозяйственные помещения, гараж, водонапорную башню и резервуар для хранения противопожарного запаса воды. На территории ГНС иногда располагают эксплуатационную службу газового хозяйства. На рис. 13.8 показана схема генерального плана ГНС производительностью 20 тыс. т. в год.

Территория ГНС разделена на производственную и вспомогательную зоны. В производственную зону входят главные цехи и технологические устройства. Это: база хранения сжиженного газа, сливная эстакада с железнодорожными путями, насосно-компрессорный цех, цех для наполнения баллонов и колонки для наполнения автоцистерн. Во второй зоне находятся вспомогательные и административно-хозяйственные здания и сооружения. МосгазНИИпроектом разработаны типовые проекты на 10, 20 и 40 тыс. т. сжиженного газа в год.

Для снабжения углеводородными сжиженными газами городов и населенных пунктов предназначены ГНС общего назначения. Суммарный объем их резервуарного парка хранения не должен превосходить 8 000 м^3. Мощность ГНС зависит от потребности в сжиженном газе обслуживаемой зоны, которая определяется принятой генеральной схемой развития газоснабжения района, области, которую разрабатывают на срок 10—15 лет. Системы сжиженного газа экономически выгодны при мелких рассредоточенных потребителях, расположенных вдали от магистральных газопроводов природного газа. Сжиженный газ используют для приготовления пищи и горячей воды в городах и сельских населенных пунктах, а также в сельскохозяйственном производстве. Район радиусом 50—70 км с проживающим населением до 1 миллиона человек обслуживается ГНС мощностью в 10—40 тыс. в год.

Для разработанных типовых проектов ГНС предусмотрено раздельное хранение технического пропана и технического пропана в смеси с повышенным содержанием бутана (до 60 %), а также их раздельная подача в баллоны и автоцистерны. Коммуни-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

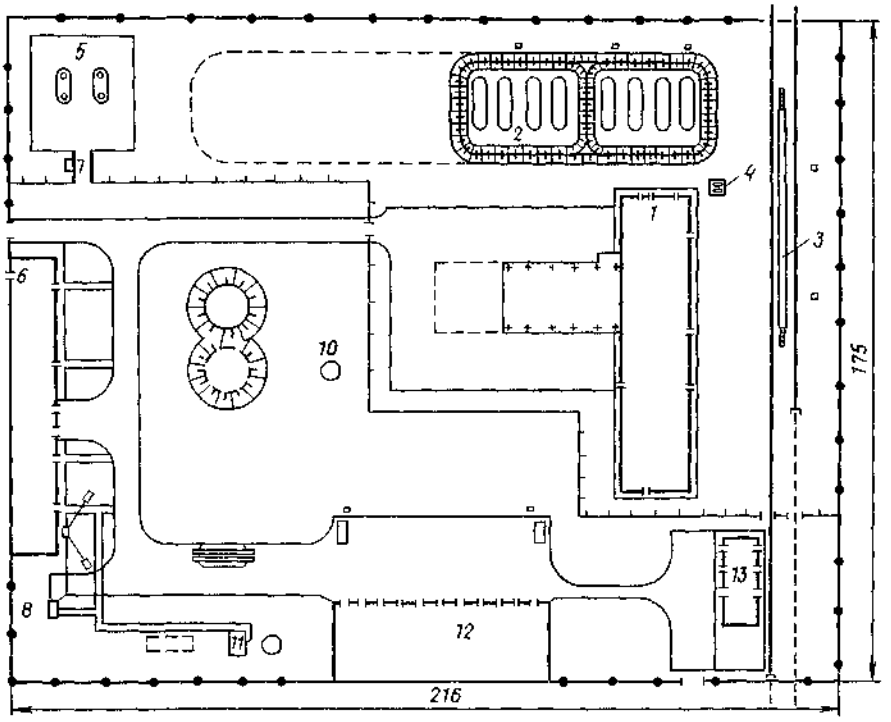


Рис. 13.8. Схема генерального плана газонаполнительной станции *1*— технологические цеха, *2*— база хранения сжиженного газа, *3*— эстакада для слива сжиженного газа из железнодорожных цистерн, *4*— сливные резервуары, *5*— автоколонки, *6*— блок вспомогательных помещений, *7*— автовесы, *8*— трансформаторная подстанция, *9*— резервуар для воды *10*— водонапорная башня, *11*— генераторная, *12*— закрытая стоянка автомобилей, *13*— материальный склад

кации ГНС запроектированы так, что возможен одновременный слив сжиженного газа из железнодорожных цистерн с различным процентным содержанием пропана и бутана.

Хранилище состоит из групп надземных резервуаров В соответствии с нормативными требованиями каждая группа резервуаров по периметру должна иметь земляной вал, высоту которого принимают такой, чтобы объем пространства, ограниченный им, был не менее 85 % полного объема, заключенного внутри резервуаров, но и не менее 1 м. Это предотвращает растекание жидкости при повреждении наземных резервуаров. Ширина земляного вала вверху составляет не менее 0,5 м. Для отвода ливневых и талых вод предусмотрены трубы с отключающими устройствами.

Газонаполнительные станции, как правило, оборудуют надземными резервуарами. Подземные установки допускаются в том случае, если по местным условиям нельзя выдержать расстояния, указанные в действующих нормативах для надземного расположения. Надземные резервуары устанавливают на фундаменте из несгораемого материала с уклоном 0,002—0,003 в сторону сливного патрубка. Для обслуживания арматуры измерительных приборов и предохранительных устройств служат стационарные

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

металлические площадки с лестницами.

При надземной установке резервуары располагают группами (не менее двух) в районе с пониженными планировочными отметками площадки станции. При суммарном объеме хранилища до 2000 м^3 объем резервуаров в группе должен быть не более 1000 м^3, а при объеме хранилища 2000—8000 м^3 — не более 2000 м^3. Расстояние в свету между резервуарами принимают равным диаметру, но не менее 2 м; расстояние от резервуара до подошвы вала или ограждающей стенки принимают 0,5 D, но не менее 1 м; расстояния между группами резервуаров принимают 5 м при объеме группы до 200 м^3, 10 м при объеме группы 200...700 м^3 и 20 м при объеме 700...2000 м^3.

Резервуары хранилища ГНС оборудуют предохранительными и измерительными устройствами. Должны быть установлены: два предохранительных клапана с помощью трехходового крана, которые обеспечивали бы сброс газа в случае превышения давления в резервуаре на 15 % выше рабочего; указатели уровня жидкости; дренажные незамерзающие клапаны, манометры. Газы от предохранительных клапанов отводят через продувочные свечи. Целесообразно все продувочные трубопроводы объединить в одну свечу и осуществить организованный сброс.

На ГНС сжиженный газ транспортируют с газобензиновых заводов в железнодорожных цистернах. Из цистерн жидкость переливают в хранилище, состоящее из надземных стальных резервуаров. Объем хранилища должен соответствовать графикам потребления и поступления сжиженного газа. Если уровень жидкости в цистерне выше, чем в хранилище, сжиженный газ может переливаться самотеком. Для этого необходимо соединить шлангами жидкостные и паровые пространства цистерны и резервуары хранилища. При таком способе на перелив жидкости расходуется большое количество времени. В связи с указанным недостатком метод перелива сжиженного газа самотеком не находит практического применения. Наибольшее распространение на газонаполнительных станциях получил насосно-компрессорный способ перелива жидкости. Компрессоры отбирают пары сжиженного газа из емкости и нагнетают их в цистерну. Этим обеспечивается устойчивый процесс перелива сжиженного газа.

Конструкция железнодорожной цистерны предусмотрена для верхнего налива и слива сжиженного газа. Наверху цистерна имеет горловину — люк-лаз, через которую осматривают внутреннюю полость цистерны. Крышка горловины выполнена в виде фланца, на которой крепится вся арматура цистерны. На фланце цистерны крепятся две сливно-наливные трубы, которые доходят до самого низа цистерны. Под концами труб в цистерне имеется приямок, расстояние от которого до труб 25 мм. В середине фланца установлена труба для отбора или подачи паров сжиженного газа. Все трубы имеют угловые вентили и скоростные клапаны. Скоростные клапаны при резком увеличении скорости движения среды через них (например, при разрыве соединительного шланга) закрываются и предотвращают выливание сжиженного газа из цистерны. При сливе цистерны паровая труба с помощью специального резино-тканевого шланга эстакады слива соединяется с паровой линией ГНС, а две жидкостные трубы цистерны соединяются с жидкофазными линиями ГНС. Кроме того, на фланце цистерны установлены предохранительный клапан и два крана, контролирующих правильность заполнения цистерны. Манометр устанавливают отдельно, под специальным колпаком. Для возможности обслуживания арматуры имеются площадки и лестницы.

Цистерны для перевозки сжиженного газа должны обладать высокой прочностью, необходимой для того,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

чтобы выдержать давление паров легкокипящих углеводородов при максимальной температуре окружающего воздуха. Чем больше содержится в смеси легкокипящих компонентов (этана, пропана), тем более высокое давление следует поддерживать в резервуаре, чтобы смесь находилась в жидком состоянии. С увеличением содержания бутана требуемое давление становится ниже. В резервуарах сжиженные углеводороды находятся в насыщенном состоянии, поэтому давление в них зависит от состава сжиженного газа и температуры. При транспортировании пропана железнодорожные цистерны рассчитывают на рабочее давление 2 МПа, при перевозке бутана — на 0,8 МПа. Железнодорожные цистерны выпускают вместимостью 100 и 51...60 м^3. От воздействия солнечных лучей цистерны защищают, покрывая светлой краской.

Выше были рассмотрены главные цехи и оборудованне, позволяющие ГНС принимать и хранить сжиженный газ. И, как отмечалось выше, существенной чертой современных схем ГНС является возможность принимать, хранить и распределять сжиженные газы разных составов: технический пропан и смесь технического пропана с техническим бутаном. В результате этого требования необходимо проектировать ГНС с двумя хранилищами для сжиженного газа разных составов, усложненные коммуникации, позволяющие раздельное заполнение как хранилищ, так и потребительских емкостей сжиженными газами разных составов в зависимости от времени года и характера производства.

Перемещение сжиженного газа представляет собой сложный термодинамический процесс. Действительно, перемещается среда, находящаяся в двухфазном состоянии, как в цистерне, так и в хранилищах, имеется физический раздел между жидкой и паровой фазой. Жидкость находится внизу, а паровая фаза — вверху. Но по законам физики известно, что двухфазная система постоянного состава, находящаяся в термодинамическом равновесии, обладает определенным давлением, и изменить давление можно лишь путем изменения параметров смеси или термодинамического равновесия в определенной зоне двухфазной смеси. Например, если в относительно холодный резервуар с двухфазной системой, имеющий определенный уровень жидкости, подавать теплые пары компрессором (или из испарителя), тогда эти пары будут конденсироваться на поверхности жидкой фазы, нагревать ее и образовывать теплую пленку, с которой в дальнейшем установится термодинамическое равновесие с парами, находящимися над ней. В результате в паровой фазе будет давление больше, чем в жидкой фазе, термодинамическое равновесие всей жидкости нарушится и жидкая фаза будет вытесняться из емкости, как поршнем, тонким горячим слоем жидкости, находящимся в термодинамическом равновесии с паровой фазой. В этом состоит физическая природа передавливания жидкости из резервуара в резервуар путем повышения давления паровой фазы в резервуаре, из которого передавливают жидкость.

Таким образом, перемещение жидкости из резервуара в резервуар объясняется не напором, создаваемым компрессором, а возникающей разностью давлений в двух резервуарах в результате нарушения термодинамического равновесия во всей системе. В опорожняемом резервуаре возникает локальное избыточное давление, которое связано с возникшим локальным термодинамическим равновесием между парами жидкости и тонким прогретым верхним слоем жидкости.

Как отмечалось выше, для перелива жидкости из железнодорожных цистерн в резервуары хранилища ГНС используют компрессоры. Компрессоры при сливе железнодорожных цистерн отсасывают пары пропан-бутана из наполняемой емкости и нагнетают их в железнодорожные цистерны, создавая в них избыточное давление 0,2...0,3 МПа. При переме-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

щении жидкости из одного резервуара хранилища в другой процесс протекает аналогично. Для обеспечения указанных процессов на ГНС устанавливают три компрессора: два рабочих и один резервный. Рабочие компрессоры имеют трубопроводные коммуникации, рассчитанные на разные продукты: технический пропан и смесь технического пропана с бутаном. Резервный компрессор позволяет работать как для перемещения пропана, так и для смеси пропана с бутаном. На всасывающей линии компрессоров устанавливают конденсатосборники, а на нагнетательной — обратный клапан и маслоотделитель.

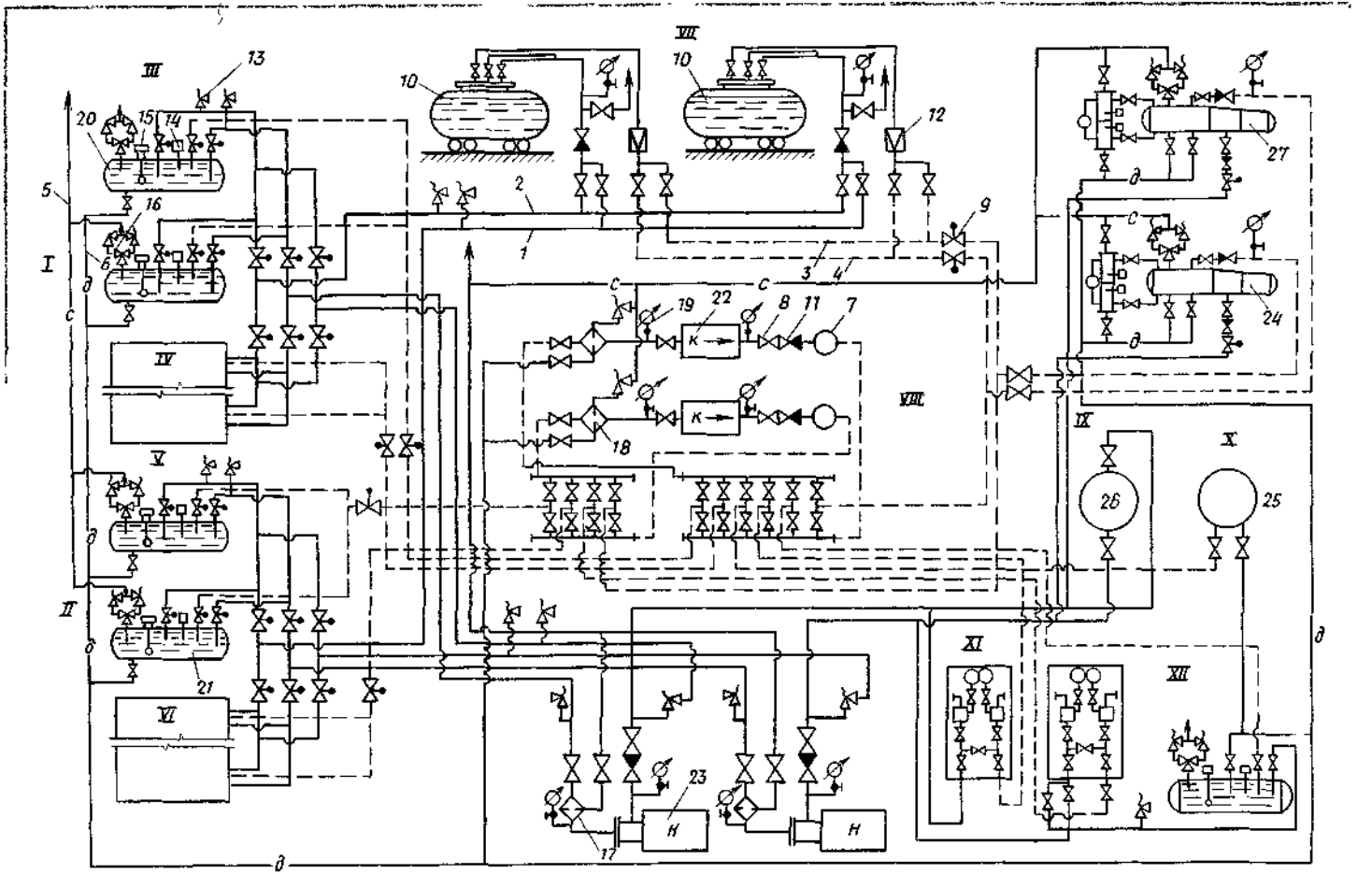
В зимний период для большей эффективности повышения температуры в поверхностном слое жидкости железнодорожной цистерны и повышения в ней давления применяют испарители сжиженного газа. В типовых проектах ГНС предусматривают установку трех испарителей, трубопроводные коммуникации которых по своему назначению аналогичны таковым у компрессоров. Испарители работают в режиме напорных аппаратов. Испарители заполняются пропаном за счет упругости паров в резервуарах хранилища на 85 %. В дальнейшем пропан разогревают и он поступает в опорожняемый резервуар, создавая там в результате нагрева верхнего слоя жидкости избыточное давление, которое используется для перемещения жидкой фазы углеводородов.

Создаваемое избыточное давление исключает кавитацию у насосов, подающих сжиженный газ в наполнительный цех баллонов и для наполнения автоцистерн. В типовой схеме предусмотрено пять насосов: два для пропана и наполнения баллонов и автоцистерн; два для пропан-бутана и выполнения тех же функций и пятый — резервный. На всасывающих линиях насосов устанавливают фильтр, на нагнетательных — обратный и перепускной клапаны. Время наполнения одного баллона — 5... 8 мин. В зимнее время входящие в состав сжиженного газа наиболее тяжелые углеводороды не испаряются и в баллонах имеется неиспарившийся остаток. Такие баллоны сначала направляют на слив, а затем наполняют сжиженным газом.

Технологическая схема газонаполнительной станции сжиженного газа с надземной установкой резервуаров показана на рис. 13.9. Она состоит из хранилища сжиженного газа в виде надземных стальных резервуаров, насосно-компрессорного и испарительного отделений, подъездного железнодорожного пути с эстакадой, колонок для наполнения автоцистерн, отделения для наполнения баллонов. Паровая и жидкая фазы сжиженного газа, находящегося в резервуарах газонаполнительной станции, соединены коллекторами, к которым подключены паровые и жидкие фазы опорожняемых и наполняемых резервуаров. Это позволяет управлять перемещением сжиженного газа из одних резервуаров в другие. Хранилище имеет две группы резервуаров: для пропана и для смеси пропана с бутаном.

Расходный коллектор жидкой фазы резервуаров хранилища соединен со всасывающим коллектором насосов. От насосов по нагнетательной линии сжиженный газ поступает в коллекторы для наполнения автоцистерн, испарителей и баллонов. К всасывающему коллектору компрессоров присоединены паропроводы резервуара для слива и отделения для слива из баллонов неиспарившихся (тяжелых) остатков сжиженного газа. Всасывающие и нагнетательные коллекторы компрессорного отделения соединены с трубопроводами паровой фазы колонок для наполнения автоцистерн. Такая схема трубопроводов позволяет при помощи компрессоров отбирать паровую фазу газа из наполняемой автоцистерны и нагнетать ее в опорожняемый резервуар. Нагнетательные коллекторы компрессорного отделения соединены с испарителем. Для лучшего представления об основных технологических процессах, протекающих на ГНС, на схеме рис. 13.9

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/



Электронная библиотека http://igv.kbstu.ru/

Рис. 13.9. Принципиальная технологическая схема газонаполнительной станции с надземной установкой резервуаров
I— первая группа хранилища (пропан), *II*— вторая группа хранилища (пропан-бутан), *III* и *IV*—подгруппы хранилища пропана, *V* и *VI* — подгруппы хранилища пропан бутана, *VII* — железнодорожная эстакада, *VIII* — насосно-компрессорный цех с отделением испарителей сжиженного газа, *IX*— наполнительное отделение, *X*— сливное отделение, *XI* — наполнительные колонки, *XII*— резервуар для слива неиспарившихся остатков сжиженного газа и дренажа, *1*— трубопровод жидкой фазы (бутан), *2*— трубопровод жидкой фазы (пропан), *3*— трубопровод паровой фазы (бутан), *4*— трубопровод паровой фазы (пропан), *5*— сбросной газопровод, *6*— дренажный газопровод, *7* — маслоотделитель, *8*— вентиль, задвижка, *9*— задвижка с электрическим приводом, *10*— железнодорожная цистерна, *11*— обратный клапан, *12*— скоростной клапан, *13*— предохранительный клапан, *14*— сигнализатор уровня, *15*— поплавковый указатель уровня, *16*— трехходовой кран, *17*— фильтр, *18*— конденсатосборник, *19*— манометр, *20*— резервуар первой группы хранилища (пропан), *21*— резервуар второй группы хранилища (пропан-бутан), *22*— компрессор, *23* — центробежный герметичный насос *24*— испаритель, *25*— пост слива баллонов, *26*— пост наполнения баллонов, *27* — испаритель

←

не показаны резервные агрегаты, а количество испарителей и насосов уменьшено. Это позволило упростить схему и ярче представить основы технологии ГНС.

13.3. Установки сжиженных углеводородных газов у потребителей

Для снабжения сжиженным газом отдельных потребителей широко используются газобаллонные установки состоящие из одного или двух баллонов, наполненных сжиженным газом; регулятора, снижающего давление паров сжиженного газа до 3...4 кПа; предохранительных клапанов; запорных вентилей и соединительных трубопроводов. Баллоны, рассчитанные на рабочее давление 1,6 МПа, изготовляют из стали. Вместимость баллонов изменяется от 0,9 до 50 л.

В настоящее время в газовых хозяйствах находятся в эксплуатации портативные баллоны вместимостью 0,9; 5 и 12 л. Доставляют эти баллоны и подключают их к газовым приборам сами потребители. Транспортабельные баллоны имеют вместимость 27 и 50 л. В качестве запорного устройства у баллонов вместимостью от 0,9 до 27 л используют самозапирающиеся клапаны, которые ввертывают в горловину баллона. Горловины баллонов вместимостью 50 л оборудуют угловыми вентилями. Баллоны вместимостью 5, 12 и 27 л выпускают с защитными воротниками, а баллоны вместимостью 50 л — с защитными колпаками. Портативные баллоны вместимостью более 5 л присоединяют к газовой плите через регулятор давления и устанавливают рядом с плитой. Промышленность выпускает специальные трехконфорочные плиты, имеющие духовой шкаф и встроенный баллон вместимостью 27 л.

Газобаллонные установки размещают внутри здания и вне его. Установки с одним баллоном располагают в помещении, где потребляется газ, на расстоянии не менее 1 м от плиты, радиаторов отопления или печи. Их размещают в помещениях, где по правилам безопасности допускают установку газовых плит. Достоинством газобаллонных установок, располагаемых в помещениях, являются их простота и высокая производительность. Баллон в любое время года имеет температуру около 20°С, обеспечивающую интенсивное испарение сжиженного газа. Установлено, что баллон вместимостью 50 л обеспечивает одновременную работу четырехконфорочной плиты и емкостного водонагревателя или разновременную работу той же плиты и проточного водонагревателя. Недостатком такой установки являются наличие в здании сосудов с горючим веществом и неудобство эксплуатации, заключающееся в переносе и присоединении баллонов.

Баллоны перевозят в грузовых автомобилях, оборудованных специальными приспособлениями. Сжиженный

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

газ обладает большим коэффициентом объемного расширения. Коэффициент объемного расширения пропана в 16 раз превышает коэффициент объемного расширения воды. Поэтому наполнять жидкостью весь объем резервуара нельзя. В противном случае при повышении температуры и увеличении давления его стенки могут разорваться. Во избежание этого над поверхностью жидкости в резервуаре предусматривают паровую подушку и заполняют резервуар на 80—90 %. Степень заполнения лимитируется в зависимости от плотности сжиженного газа и района его применения.

Газобаллонные установки, располагаемые вне здания, состоят из двух баллонов, помещенных в металлическом шкафу. Их применяют для газоснабжения одноквартирных домов. При эксплуатации газ отбирают из одного баллона, а второй находится в резерве. В шкафу устанавливают один регулятор давления на два баллона с вмонтированным предохранительным клапаном. Регулятор присоединяют к вентилю баллона медными или латунными трубками и накидными гайками. Газ поступает из регулятора к приборам по стальным трубам, обычно вводимым через наружную стену непосредственно в помещение, где используется газ. Шкаф с баллонами устанавливают у стены здания, желательно с северной стороны. Наружные газопроводы прокладывают на высоте 2,5 м от поверхности земли и выше. Они не должны пересекать оконных и дверных проемов и должны быть надежно закреплены. Внутриквартирные газопроводы прокладывают в соответствии с общими правилами.

Достоинством установки баллонов вне здания является большая безопасность, недостатками — малая интенсивность испарения сжиженного газа в зимние дни и более высокая стоимость. Для сокращения металловложений шкаф можно заменить специальным защитным кожухом, закрывающим вентили баллонов и регулятор давления. Такую установку допускают на огражденных территориях. По опытным данным, один баллон с техническим пропаном вместимостью 50 л при установке вне здания в средней полосе СССР в зимнее время обеспечивает работу одной 4-конфорочной плиты или водонагревателя с тепловой нагрузкой 11,63 кВт.

Групповые установки, состоящие из нескольких баллонов, размещают в металлическом шкафу и применяют для газоснабжения отдельных жилых зданий. Суммарная вместимость баллонов не должна превышать 600 л при расположении их у глухих несгораемых стен и 1000 л при размещении баллонов вне здания на расстояниях, которые в зависимости от степени огнестойкости зданий изменяются от 8 до 25 м. Каждую групповую установку оборудуют регулятором давления, предохранительным клапаном, манометром и запорной арматурой.

Расчетную испаряемость газа из баллона вместимостью 50 л при использовании его для газоснабжения жилого дома принимают равной 0,25 $м^3$/ч (при 0 °С и 101,3 кПа). Эта величина учитывает периодичность работы газовых приборов.

Для снабжения сжиженным газом многоэтажных жилых домов или групп зданий применяют групповые установки, состоящие из двух и более подземных резервуаров.

Максимальное количество сжиженного газа в одной групповой установке не должно превышать при подземном хранении 300 $м^3$, при надземном —5 $м^3$. Расстояние от резервуаров до жилых, общественных и коммунально-бытовых зданий устанавливают в зависимости от геометрического объема резервуаров и степени огнестойкости зданий. Оно колеблется в пределах 8...25 м. Расстояния от резервуаров до подземных сооружений изменяются от 2 до 5 м. Групповые газобаллонные установки размещают вблизи потребителей газа на площадках, имеющих удобный подъезд для автотранспорта. Резервуары устанавливают под землей на фундаментах и покрывают усиленной

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

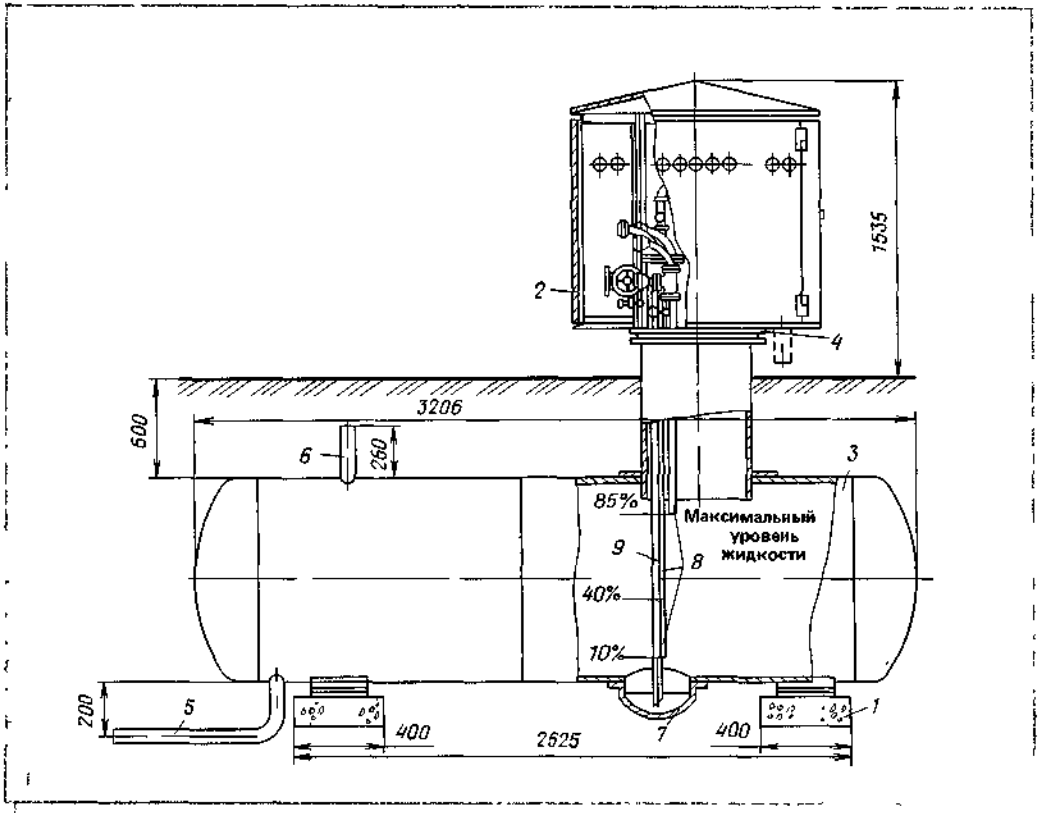


Рис. 13.10. Подземный резервуар емкостью 2,1 м³ с головкой для работы без испарителя
1 — фундамент, *2* — защитный кожух, *3* — подземный резервуар с рабочим объемом 2,1 м³, *4* — головка подземного резервуара для работы без испарителя, *5, 6* — трубы для объединения жидких и паровых фаз резервуаров, *7* — днище-карман, *8* — уровнемерные трубки; *9* — трубка для опорожнения резервуара

или весьма усиленной противокоррозионной изоляцией.

На рис. 13.10 показан подземный резервуар газобаллонной установки вместимостью 2,1 м³ (его геометрическая емкость равна 2,5 м³), рассчитанный на рабочее давление 1 МПа. Резервуар оборудован головкой для работы без испарителя. Пары сжиженного газа выходят из него, проходят через регулятор, который снижает давление до низкого, и по подземным газопроводам поступают во внутридомовые газопроводы. Теплота, необходимая для испарения жидкости, поступает от грунта через стенки резервуара. Недостаточно интенсивный подвод теплоты обуславливает и низкие производительности групповых установок рассматриваемого типа. При интенсивном отборе газа температура в резервуаре понизится, давление его уменьшится и может наступить перебой в газоснабжении.

Подземный резервуар заполняют сжиженным газом из автоцистерны через наполнительный шланг, который присоединен к узлу *3* (рис. 13.11). Паровые фазы при наполнении соединяются через узел *2*. Количество жидкости в резервуаре контролируется уровнемерными трубками *8* (см. рис. 13.10), которые измеряют степень заполнения его на 10, 40 и 85% (85%-ное заполнение резервуара определяет предельный уровень). Для опорожнения резервуара предусмотрена труба *9*.

После заполнения подземной цистерны сжиженный газ из резино-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

тканевого шланга автоцистерны сбрасывается по трубе *15* (см. рис 13.11) в расходный газопровод. Давление газа в резервуаре контролируется манометром *12*. Для предотвращения повышения давления выше допустимого значения на головке устанавливается пружинный предохранительный клапан *11*. Пары сжиженного газа выходят из резервуара по трубе *9*, проходят через предохранительно-запорный клапан ПКК-40, который отключает подачу газа в сеть при недопустимом увеличении давления после регулятора, и через регулятор давления РД-32 поступают в расходный газопровод *10*. Давление в газовой сети контролируется манометром, который присоединяется через лабораторный кран *17*. Головка резервуара с арматурой защищена кожухом.

Групповые установки состоят из двух или нескольких подземных резервуаров. При двух резервуарах каждый из них оборудуется головкой с арматурным узлом; соединяются резервуары только по паровой фазе и могут подавать газ в сеть как совместно, так и раздельно. При трех резервуарах два из них объединяют в один блок. Резервуары в блоке соединены трубопроводами паровой и жидкостной фаз и оборудованы одной головкой с арматурой. Третий резервуар объединен с блоком только по паровой фазе, поэтому может работать как совместно с блоком, так и раздельно. Такой принцип объединения резервуаров позволяет производить их профилактический ремонт без прекращения подачи газа потребителям.

Групповая резервуарная установка, состоящая из трех резервуаров, показана на рис. 13.12. Групповые установки с испарением жидкости внутри резервуара за счет теплоты грунта или воздуха с отбором паровой фазы имеют ряд недостатков. Они работают с малой интенсивностью отбора пара, поэтому повышение производительности установки может быть достигнуто за счет увеличения ее вместимости, что неэкономично. Кроме того, в паровом пространстве содержится

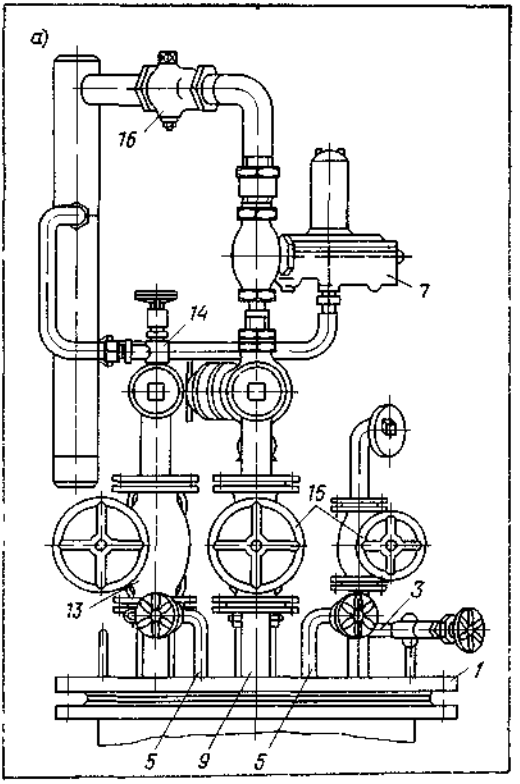
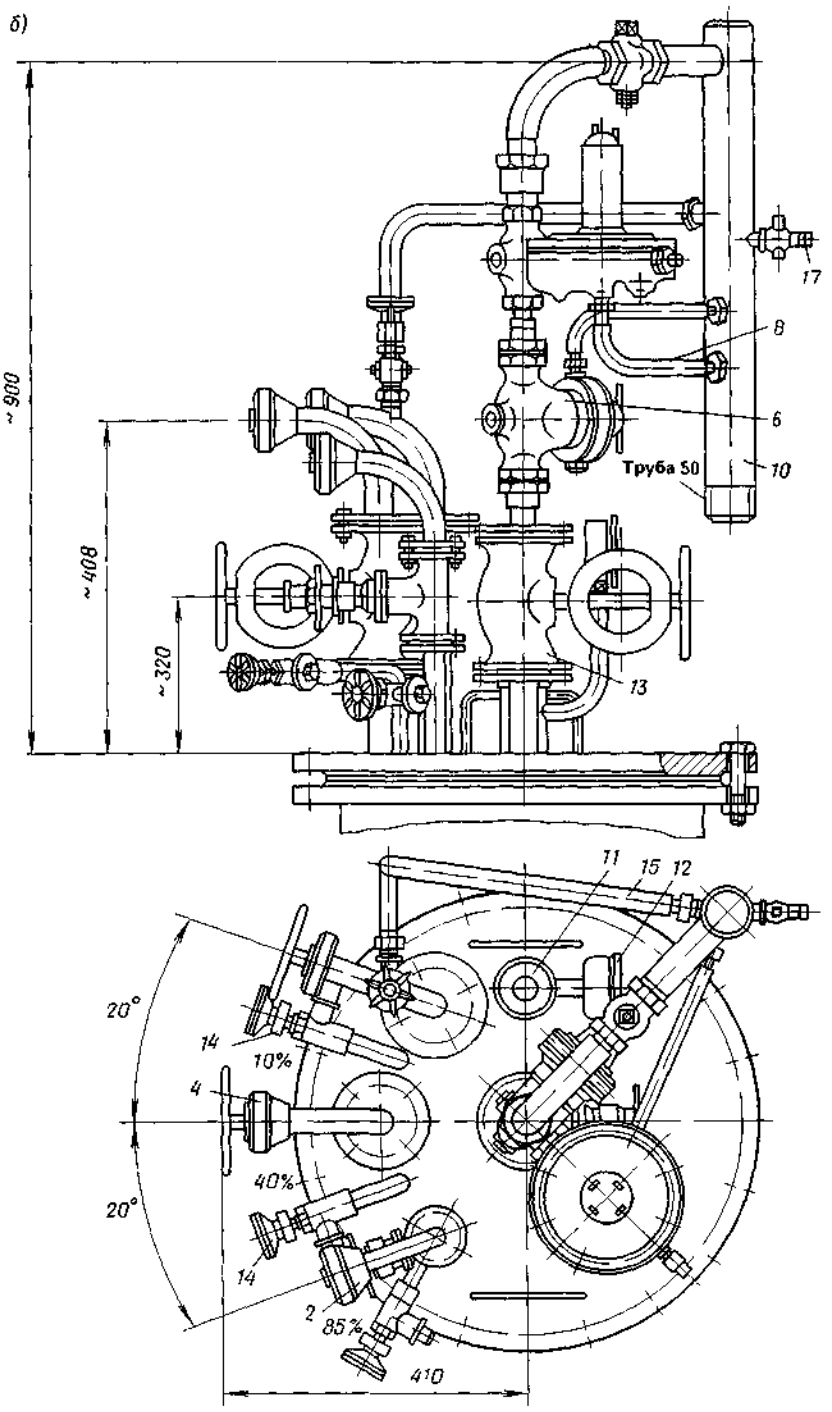


Рис. 13.11. Оборудование головки подземного резервуара
а — вид спереди *б* — вид сбоку и план, *1*— фланец головки, *2*— узел для присоединения парового шланга, *3*— узел для присоединения наполнительного шланга, *4*— узел для присоединения дренажного шланга при сливе остатков, *5*— уровнемерные трубки, *6*— предохранительно запорный клапан, *7*— регулятор давления РД, *8*— импульсная трубка регулятора, *9* — трубка высокого давления паровой фазы, *10*— труба для присоединения расходного газопровода, *11*— пружинный предохранительный клапан высокого давления, *12*— манометр, *13*— вентили запорные, *14*— вентили запорные угловые, *15*—труба для сброса сжиженного газа из резинотканевого шланга автоцистерны после заполнения резервуара, *16*— пробочный кран натяжной, *17*— лабораторный кран

больше низкокипящих компонентов, поэтому теплота сгорания паровой фазы ниже теплоты сгорания жидкой фазы, и притом ее значение непрерывно изменяется. В резервуаре будут накапливаться более тяжелые углеводороды (бутаны и пентаны). В связи с изменением состава газа ухудшается работа газовых горелок.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/



Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

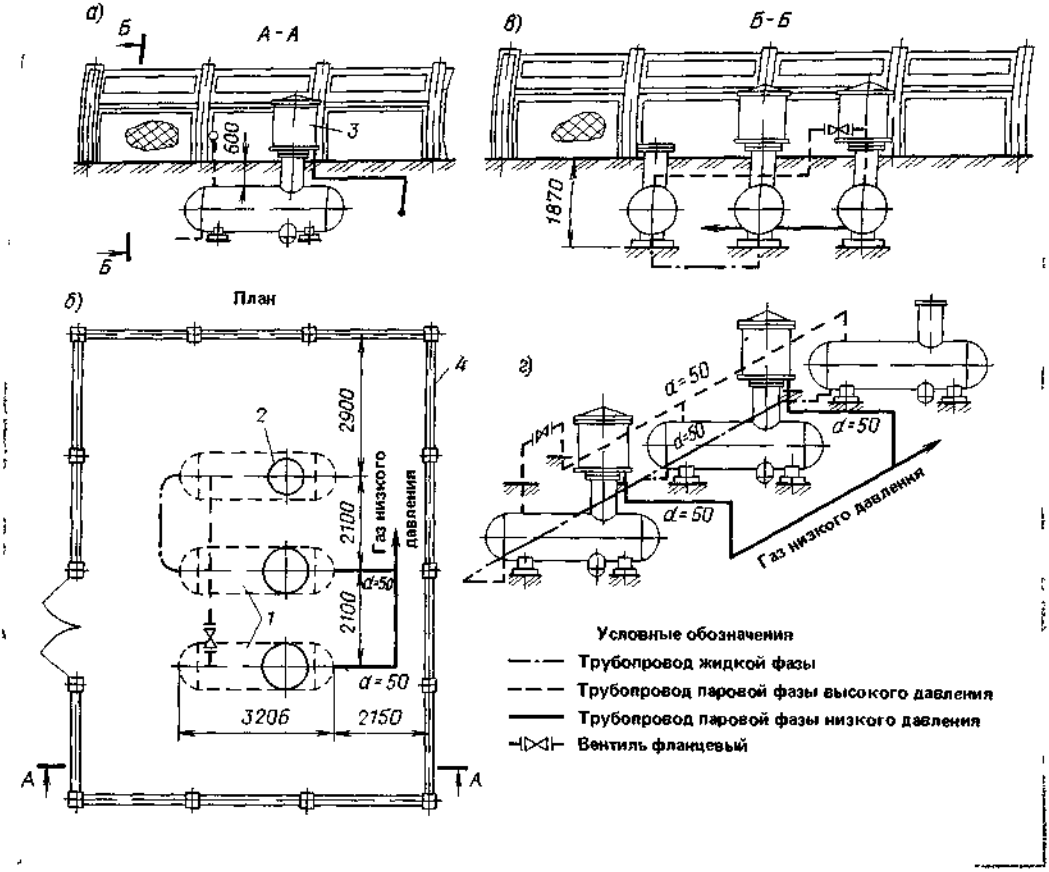


Рис. 13.12 Групповая установка трех подземных резервуаров
а — разрез по *А—А*, *б* — план, *в* — разрез по *Б—Б*, *г* — схема. *1*— подземный резервуар объемом 2,1 м³ с головкой редуцирования, *2*—подземный резервуар объемом 2,1 м³, *3*— головка редуцирования в кожухе, *4*— ограда

Отмеченные недостатки устранены в установках сжиженного газа, работающих с испарением жидкости в специальных теплообменниках, обогреваемых горячей водой. В этом случае из резервуара отбирается жидкая фаза, которая поступает в испаритель. В результате нагрева жидкость испаряется и образовавшийся пар подается потребителям.

Схема испарительного отделения групповой установки приведена на рис. 13.13. Сжиженный газ из подземного резервуара под давлением собственных паров по трубопроводу *1* поступает в испаритель *2*, соприкасается с поверхностью змеевика, в который подается горячая вода с температурой 80 °С, и испаряется. Пары сжиженного газа выходят сверху из испарителя и по газопроводу (паропроводу) высокого давления *3* поступают в ресивер *4*. После ресивера газ проходит через узел регулирования, где его давление снижается до низкого. Здесь газ последовательно проходит через предохранительный запорный клапан *6*, регулятор давления *7* и по газопроводу *8* поступает в газовую сеть. На газопроводе низкого давления установлен мембранно-пружинный сбросной клапан *9*. На подводящем трубопроводе жидкой фазы и на испарителе имеются предохранительные пружинные сбросные клапаны

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

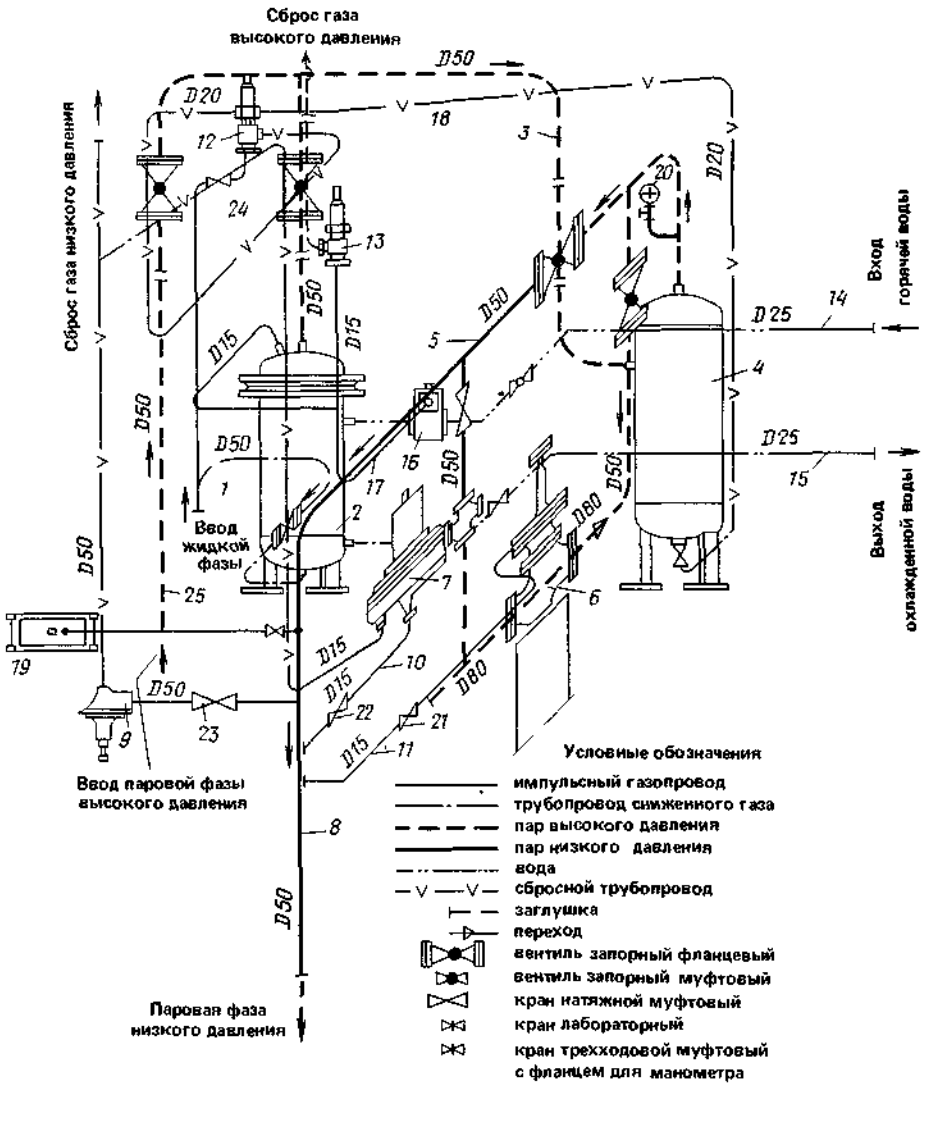


Рис. 13.13. Схема испарительного отделения групповой установки

1— трубопровод жидкой фазы, *2*— испаритель, *3*— газопровод (паропровод) высокого давления, *4*— ресивер, *5*— обводной газопровод, *6*— предохранительно-запорный клапан, *7*— регулятор давления РД, *8*— расходный газопровод низкого давления, *9*— мембранно-пружинный сбросной клапан, *10*— импульсная линия к регулятору давления, *11*— импульсная линия к предохранительно запорному клапану, *12*, *13*—предохранительные сбросные пружинные клапаны, *14*— трубопровод горячей воды, *15*— трубопровод охлажденной воды, *16*— предохранительный запорный клапан на линии горячей воды, *17*— импульсная линия к клапану, *18*— сбросной газопровод, *19*— напоромер для измерения давления в газопроводе низкого давления, *20*— манометр, *21—24*— краны (они должны быть запломбированы в открытом положении), *25*— газопровод для подачи паровой фазы высокого давления из подземного резервуара

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

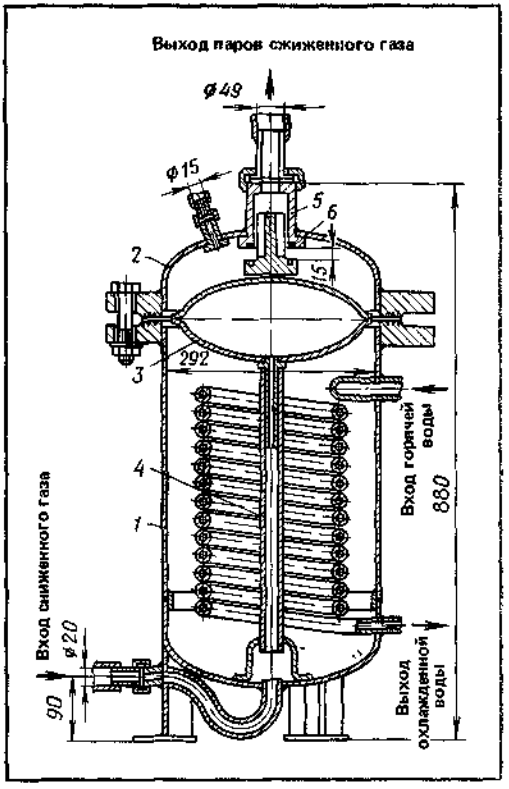


Рис. 13.14. Испаритель сжиженного газа
1— корпус испарителя, *2*— крышка, *3*— поплавок, *4*— направляющая трубка, *5*— клапан, *6*— уплотнительное кольцо из бензомаслостойкой резины

12 и *13*, которые предотвращают повышение давления сверх нормы. На трубопроводе горячей воды установлен предохранительный запорный клапан *16*, который берет импульс от давления паров в испарителе. Если давление в испарителе повышается (несмотря на сброс избытков пара через предохранительный клапан *13*) и достигает предельного значения, то срабатывает клапан *16* и прекращает подачу горячей воды в испаритель. Для контроля давления предусматриваются напоромер *19* и манометр *20*. В летний период испарительная способность подземного резервуара увеличивается и потребители могут быть обеспечены газом без работы испарителя. В этом случае, а также при проведении ремонта испарительной установки из подземного резервуара подается паровая фаза по газопроводу *25* в ресивер и далее в узел регулирования давления газа.

Испаритель сжиженного газа Мосгазпроекта (рис. 13.14) представляет собой цилиндрический резервуар, в котором расположен змеевик. Производительность испарителя 50 м^3/ч газа при нормальных условиях. Уровень жидкости в испарителе зависит от потребления газа. При увеличении потребления газа давление в испарителе уменьшается, в результате чего уровень жидкости повышается и поверхность змеевика, соприкасающаяся с жидкой фазой, увеличивается, что приводит к повышению производительности испарителя. При уменьшении отбора газа давление в испарителе увеличивается, уровень жидкости снижается и производительность испарителя уменьшается. Таким образом, производительность испарителя автоматически устанавливается в соответствии с потреблением газа. При прекращении потребления газа давление в испарителе увеличится, превысит давление в подземном резервуаре и жидкость стечет в резервуар. В случае падения давления паров в испарителе в результате прекращения подачи теплоносителя или при резком возрастании расхода газа уровень жидкости повысится, поплавок *3* поднимется и закроет клапан *5*, предотвратив попадание жидкой фазы в газопровод и приборы, установленные за испарителем

Подземный резервуар, предназначенный для работы с испарителем, оборудован головкой со следующей арматурой: узлами для наполнения, соединения паровых фаз при наполнении и слива сжиженного газа; уровнемерными трубками, контролирующими 10-, 40-и 85%-ное заполнение резервуара; пружинным предохранительным клапаном высокого давления и манометром; узлами для подачи жидкой и паровой фаз в испарительное отделение; запорной арматурой.

Групповая резервуарная установка из трех резервуаров вместимостью 4,2 м^3 каждый компонуется с одним

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

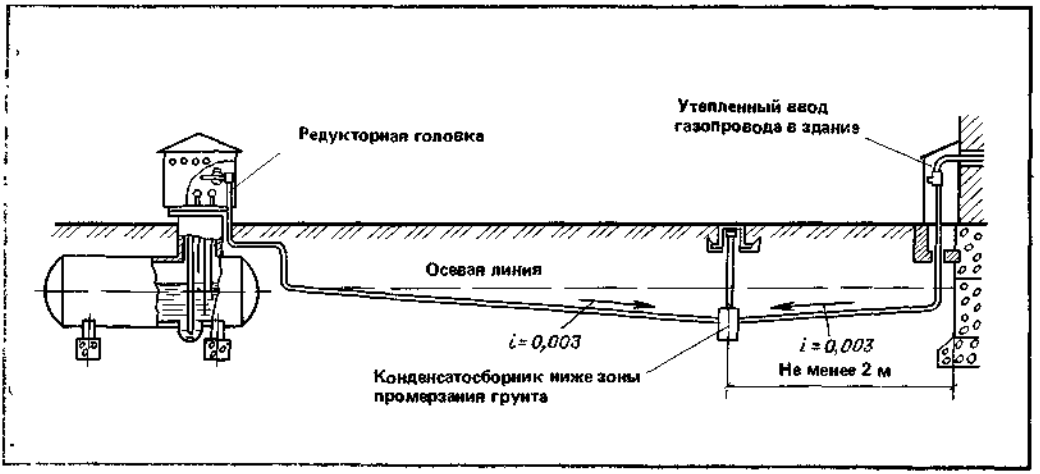


Рис. 13.15. Схема газоснабжения сжиженным газом от резервуарной установки

испарителем. Два резервуара из трех соединены по паровой и жидкой фазам в блок и оборудованы одной арматурной головкой. Испарительное отделение размещается в отдельном здании на расстоянии 10 м и более от групповой установки подземных резервуаров.

Трубопроводы, транспортирующие газ от групповых установок к зданиям, прокладывают в грунте на глубине 1...0,8 м от поверхности. Газопроводы рекомендуется прокладывать с уклоном. В низших точках следует устанавливать сборники конденсата, куда стекают в холодное время года сконденсировавшиеся тяжелые компоненты. Минимальный диаметр подземных газопроводов равен 25 мм, а минимальная толщина стенки —3 мм. Требования к прокладке газопроводов те же, что и в случае использования природных или искусственных газов.

На рис. 13.15 показана схема газоснабжения жилого дома от резервуарной установки с естественным испарением.

Для газоснабжения квартир используют обычные газовые приборы с установкой сопл у горелок, диаметр которых соответствует теплоте сгорания применяемого газа. Номинальное давление газа перед приборами принимают 1,3...2 кПа. Исходя из принятого давления газа и тепловой производительности прибора определяют диаметр сопла горелки.

Интенсивное потребление пропана химической промышленностью страны вызвало определенные осложнения в эксплуатации существующих и в проектировании новых систем газоснабжения на базе СУГ. Они связаны с увеличением доли бутанов в СУГ, поставляемых коммунально-бытовым потребителям. Увеличение содержания бутановой фракции снижает упругость паров смеси и может привести к выпадению конденсата из паровой фазы. Учитывая это, при проектировании следует предусматривать такую установку использования СУГ, которая была бы работоспособна при направляемых составах сжиженного газа, в том числе в холодных районах страны. Области применения различных марок сжиженных газов приведены в ГОСТ 20448—80*.

При температуре грунта в зоне прокладки газопровода, равной 0 °С, упругость насыщенных паров н-бутана практически равна 0,1 МПа, т. е. избыточное давление равно нулю. Бесперебойное транспортирование паров СУГ с повышенным содержанием бутанов обеспечивается созданием смеси паров СУГ с каким-либо нерастворимым в пропан-бутане и неконденсирующимся газом. Для этой цели в наибольшей мере подходит воздух.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Минимальное содержание воздуха в смеси будет определяться заданным давлением смеси (из условий обеспечения парциального давления бутана, исключающего конденсацию паров при температуре окружающей среды). Максимальное содержание воздуха в смеси будет ограничено условием безопасности — содержание газа в газовоздушной смеси должно в 2 раза превышать верхний предел взрываемости газа. Для пропан-бутановой смеси верхний предел взрываемости считают равным 10% (объема).

Использование газовоздушной смеси расширяет географическую зону надежного газоснабжения сжиженными газами, так как температура конденсации паров н-бутана в газовоздушной смеси значительно ниже температуры кондесации н-бутана в пропан-бутановой смеси. Так, при 80%-ном содержании бутана в СУГ выпадение конденсата происходит для пропан-бутановой смеси при давлении $p_{см}=0{,}1043$ МПа при минус 4° С, а для газовоздушной смеси при том же давлении в составе 50% воздуха и 50% паров СУГ — при минус 21 °С.

Весьма эффективным является использование установок получения газовоздушной смеси (УГВС) для покрытия пиковых и аварийных нагрузок, а также как временного источника газоснабжения городов и поселков, которые впоследствии будут присоединены к сетям природного газа. Установка УГВС как аварийный резерв имеет следующие основные преимущества перед другими резервными хозяйствами, например, мазутными: а) приготовляемая газовоздушная смесь эквивалентна по своим теплотехническим свойствам заменяемому газу, и поэтому переход с одного вида топлива на другой не требует переналадки газогорелочных устройств и мало сказывается на режимах работы тепловых агрегатов; б) быстрота перехода с одного вида газа на другой. Последнее особенно важно для промышленных потребителей.

Под эквивалентностью теплотехнических свойств понимают обеспечение постоянного теплового потока в газоиспользующих агрегатах без переналадки газогорелочных устройств и без изменения режима давления в газовых сетях. Следовательно, если в сеть будет поступать вместо природного газа эквивалентная пропан-бутановоздушная смесь, тогда горелки будут обеспечивать те же тепловые потоки, а давление газа после ГРП будет неизменным. Математически это условие формулируется следующим образом:

$$p_{грп}=\text{const};Q=\text{const},$$

где $p_{грп}$ — давление газа после ГРП, Q — тепловой поток газовой горелки

Будем считать, что движение газа по газопроводу от ГРП и через сопла горелки подчиняется квадратному закону, тогда

$$p_{ГРП}=\zeta\frac{W_{п.г}^2}{2}\rho_{п.г}=\zeta\frac{W_{см}^2}{2}\rho_{см}, \qquad (13.9)$$

где ζ — коэффициент гидравлического сопротивления системы: $W_{п.г}$ и $W_{см}$ — скорости природного газа и пропан-бутановоздушной смеси, отнесенные к одному и тому же сечению F при нормальных условиях, $\rho_{п.г}$ и $\rho_{см}$ — плотности природного газа и пропан-бутановоздушной смеси при нормальных условиях

Заменим скорости через тепловые потоки

$$W=Q/(Q_н^c F), \qquad (13.10)$$

где $Q_н^c$ — низшая теплота сгорания сухого состава природного газа или пропан-бутановоздушной смеси

Из уравнений (3.9) и (13.10) получаем:

$$\rho_{п.г}/(Q_{н\,п.г}^c)^2=\rho_{см}/(Q_{н\,см}^c)^2, \qquad (13.11)$$

или

$$Q_н/\sqrt{\rho}=\text{const}. \qquad (13.12)$$

Соотношение (13.2) называют числом Воббе.

Из соотношения (13.12) рассчитывают состав газовоздушной смеси. Если к 1 м^3 газа подмешивается объем воздуха $V_в$, м^3, тогда:

$$Q_{н\,см}^c=\frac{Q_{н\,сут}^c}{1+V_в},\quad \rho_{см}=\frac{\rho_{сут}+1{,}29\,V_в}{1+V_в} \qquad (13.13)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Раскрываем уравнение (13.12) для природного газа и смеси сжиженных углеводородных газов (СУГ) с воздухом:

$$\frac{Q^{c}_{н\,п\,г}}{\sqrt{\rho_{п\,г}}}=\frac{Q^{c}_{н\,суг}\sqrt{1+V_{в}}}{(1+V_{в})\sqrt{\rho_{суг}+1{,}29\,V_{в}}}$$

$$\text{или}\quad (1+V_{в})\left(1+\frac{V_{в}}{s_{суг}}\right)=$$

$$=\left(\frac{Q^{c}_{н\,суг}}{Q^{c}_{н\,п\,г}}\right)^{2}\frac{\rho_{п\,г}}{\rho_{суг}}, \qquad (13.14)$$

где $s_{суг}=\frac{\rho_{суг}}{\rho_{возд}}$ — относительная плотность СУГ по воздуху

Состав пропан-бутановоздушной смеси рассчитывают по формуле (13.14). Эквивалентная природному газу пропан-бутановоздушная смесь состоит (по объему) примерно из 50% воздуха и 50% паров СУГ.

Все УГВС можно классифицировать по главному признаку — созданию необходимого давления воздуха — на две основные группы: компрессорные установки, в которых воздух сжимается компрессорами или воздуходувками; эжекторные установки, в которых воздух засасывается в смеситель из окружающей среды за счет энергии струи газа, вытекающей из сопла, и сжимается в эжекторе. Если на выходе из УГВС необходимо иметь газовоздушную смесь низкого давления, в этом случае наиболее выгодными являются эжекторные установки. При эжекционном способе смешения паров СУГ с воздухом отсутствуют нагнетатели воздуха, не требуется дополнительная энергия для сжатия воздуха. Эжекционные смесители просты в изготовлении и надежны в эксплуатации.

Основное требование, которое необходимо выполнить в УГВС,— это создание надежной и в то же время простой в эксплуатации системы автоматического регулирования производительности установки при переменных режимах ее работы и поддерживание постоянных состава и давления газовоздушной смеси. Наиболее сложно решается этот вопрос, когда УГВС используются как основной источник газоснабжения коммунально-бытовых потребителей. Эти потребители используют газ с наибольшей неравномерностью, и нагрузка сети меняется практически от нуля (в ночное время) до максимума.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Раздел III.
Использование газа

Глава 14.
Теоретические основы сжигания газа

14.1. Расчет продуктов сгорания

Показатели горения рассчитывают по реакциям горения компонентов горючей смеси. Расчет ведут на 100 м^3 сухого газа, и все объемы относят к нормальным условиям. Результаты расчета сводят в таблицу. Порядок расчета рассмотрим на конкретном примере. Объемный состав сухого газа примем следующий, %: CH_4=98; C_2H_6=0,14; C_3H_8=0,04; C_4H_{10}=0,02; CO_2=0,5; N_2=1,3. Влагосодержание воздуха $d_в$=10 г/м^3 сухого воздуха, $Q^c_н$=35 235 кДж/м^3, ρ^c=0,73 кг/м^3. Рассчитываем расход воздуха и продуктов полного сгорания при коэффициенте избытка воздуха α=1,1. Результаты расчета сведены в табл. 14.1. Во второй графе таблицы даны объемные количества компонентов, приходящиеся на 100 м^3 газа. В третьей графе показаны стехиометрические уравнения реакций горения. Продукты горения газа сначала рассчитываем при теоретическом количестве воздуха (α=1), а затем определяем избыточный воздух. При расчете расхода воздуха учитываем, что соотношение между азотом и кислородом равно:

$$N_2/O_2=79/21=3,76,$$

а балластные газы CO_2 и N_2 переходят в продукты сгорания без изменения. Если горючий газ содержит кислород, то его объем и соответствующее количество азота нужно вычесть из объема воздуха, расходуемого на горение. Теоретическое количество воздуха показано в итоге шестой графы табл. 14.1, оно равно 935,9 м^3 на 100 м^3 газа или V_0=9,35 м^3/м^3. Количество избыточного воздуха 936 (1,1—1)=93,6. Объем влаги, внесенной с воздухом, составит (10·935,9)/(1000·0,80)= =11,65 м^3 (0,804 кг/м^3 — плотность водяного пара при нормальных условиях). Объем воздуха при α=1,1 составит: $V_в$=10,3 м^3/м^3. Объем влажных продуктов сгорания при α= =1,1 будет равен: $V_г$=11,4 м^3/м^3. Объем водяных паров $V_{в\,п}$=2,1 м^3/м^3. Объем сухих продуктов сгорания $V_{с\,г}=V_г-V_{в\,п}=11,4-2,1=9,3$ м^3/м^3.

Состав влажных продуктов сгорания, %:

$$CO_2=\frac{98,98}{1143,46}\,100=8,62,$$

$$H_2O=\frac{209,5}{1143,46}\,100=18,3;$$

$$O_2=\frac{19,7}{1143,46}\,100=1,72,$$

$$N_2=100-(CO_2+H_2O+O_2)=71,36$$

14.2. Определение температуры сгорания

Под калориметрической температурой сгорания понимают температуру, до которой нагрелись бы продукты полного сгорания, если бы вся теплота топлива и воздуха пошла на их нагревание. Запишем уравнение тепло-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Таблица 14 1 **Результаты расчета показателей горения газа**

Компонент	Количество компонента м³/100 м³ газа	Уравнения реакции горения	Расход воздуха м³			Выход продуктов горения, м³				
			O_2	N	Итого	CO_2	H_2O	N_2	O_2	Итого
CH_4	98	$CH_4+2O_2=CO_2+2H_2O$	196	737	—	98	196	737	—	—
C_2H_6	0,14	$C_2H_6+3,5O_2=2CO_2+3H_2O$	0,49	1,84	—	0,28	0,42	1,84	—	—
C_3H_8	0,04	$C_3H_8+5O_2=3CO_2+4H_2O$	0,2	0,75	—	0,12	0,16	0,75	—	—
C_4H_{10}	0,02	$C_4H_{10}+6,5O_2=4CO_2+5H_2O$	0,13	0,49	—	0,08	0,1	0,49		
CO	—	$CO+0,5O_2=CO_2$	—	—	—	—	—	—	—	—
H_2	—	$H_2+0,5O_2=H_2O$	—	—	—	—	—	—	—	—
CO_2	0,5	—	—	—	—	0,5	—	—	—	—
N_2	1,3	—	—	—	—	—	—	1,3	—	—
O_2	—	—								
Итого	100	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Влага газа	—	—	—	—	—	—	0	—	—	—
Влага воздуха	—	—	—	—	—	—	11,65	—	—	—
Итого при теоретическом сгорании ($\alpha=1$)	—	—	196,82	739,08	935,9	98,98	208,33	741,38	0	1048,69
Количество избыточного воздуха	—	—	19,7	73,9	93,6	—	—	73,9	19,7	—
Дополнительное количество влаги с избыточным воздухом	—	—	—	—	—	—	1,17	—	—	—
Итого при сгорании с избытком воздуха ($\alpha=1,1$)	—	—	216,52	812,98	1029,5	98,98	209,5	815,28	19,7	1143,46

Электронная библиотека http://lgy.khstu.ru/

вого баланса. В левую часть уравнения войдет теплота, введенная с топливом и воздухом в топку, в правую часть — энтальпия газов

$$Q_н^р + I_т + I_в = I_к,$$

где $Q_н^р$ — низшая теплота сгорания газообразного топлива, кДж/м³; $I_т$ и $I_в$ — физическая теплота топлива и воздуха, отнесенная к 1 м³ газообразного топлива, кДж/м³; $I_к$ — энтальпия дымовых газов при калориметрической температуре сгорания $t_к$, ° С, отнесенная к 1 м³ газообразного топлива, кДж/м³.

В развернутом виде и решенное относительно калориметрической температуры сгорания уравнение имеет вид

$$t_к = \frac{Q_н^р + t_т \sum V_т c_т + \alpha V_0 c_в t_в}{V_{N_2} c_{N_2} + V_{O_2} c_{CO_2} + V_{CO_2} + V_{H_2O} c_{H_2O}},$$

где $t_к$ — калориметрическая температура сгорания, ° С; $t_т$ и t_0 — температуры газообразного топлива и воздуха, ° С; $V_т$ — объемные доли компонентов газообразного топлива, м³/м³; V_{N_2}, V_{O_2}, V_{CO_2}, V_{H_2O} — объемы продуктов сгорания N_2, O_2, CO_2 и H_2O в м³, отнесенные к 1 м³ сжигаемого газа; $c_т$ — средние объемные теплоемкости компонентов газообразного топлива при постоянном давлении, кДж/(м³·град); $c_в$, c_{N_2}, c_{O_2}, c_{H_2O} — средние объемные теплоемкости воздуха, N_2, O_2, CO_2, H_2O при постоянном давлении, кДж/(м³·град).

Значения средних объемных теплоемкостей газов приведены в табл. 14.2 и 14.3.

Калориметрическую температуру сгорания находят методом последовательных приближений, так как величины теплоемкости, входящие в уравнение, зависят от температуры.

Пример 14.1. Определить калориметрическую температуру сгорания природного газа следующего состава, %: CN_4=98; C_2H_6==0,14; C_3H_8=0,04; C_4H_{10}=0,02; CO_2=0,5; N_2=1,3. Температуру газа и воздуха, поступающих в топку, принять равной 25° С. Состав продуктов сгорания и теплоту сгорания газа взять из табл. 14.1.

Решение. 1. Определяем теплоту, вносимую в топку топливом и воздухом:

$$I_т = t_т \sum V_т c_т = t_т (V_{CH_4} c_{CH_4} +$$

Таблица 14.2. **Средние объемные теплоемкости газов c'_{pm}, кДж/(м³·град), при постоянном давлении**

Температура, °С	Теплоемкость c'_{pm}, кДж/(м³·град)				
	N_2	O_2	Воздуха	CO_2	H_2O
0	1,2988	1,3059	1,2971	1,5999	1,4943
100	1,3005	1,3177	1,3005	1,7003	1,5052
200	1,3038	1,3352	1,3072	1,7874	1,5224
300	1,3109	1,3562	1,3172	1,8628	1,5425
400	1,3206	1,3775	1,329	1,9298	1,5655
500	1,3323	1,398	1,3428	1,9888	1,5898
600	1,3453	1,4169	1,3566	2,0412	1,6149
700	1,3587	1,4345	1,3708	2,0885	1,6413
800	1,3717	1,45	1,3842	2,1312	1,6681
900	1,3846	1,4646	1,3976	2,1693	1,6957
1000	1,3972	1,4776	1,4098	2,2036	1,723
1100	1,4089	1,4893	1,4215	2,235	1,7506
1200	1,4202	1,5006	1,4328	2,2639	1,777
1300	1,4307	1,5107	1,4433	2,2899	1,8029
1400	1,4407	1,5203	1,4529	2,3137	1,828
1500	1,45	1,5295	1,4621	2,3355	1,8527
1600	1,4588	1,5379	1,4709	2,3552	1,8762
1700	1,4671	1,5463	1,4788	2,3744	1,8996
1800	1,4747	1,5542	1,4868	2,3916	1,9214
1900	1,4822	1,5618	1,4939	2,4075	1,9423
2000	1,4889	1,5693	1,501	2,4222	1,9629
2100	1,4956	1,576	1,5073	2,436	1,9825
2200	1,5019	1,5831	1,5136	2,4486	2,001
2300	1,5073	1,5898	1,5195	2,4606	2,019
2400	1,5128	1,5965	1,5253	2,4712	2,0366
2500	1,5178	1,6028	1,5303	2,4812	2,0529

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 14.3. **Средние объемные теплоемкости газов c'_{pm}, кДж/(м³·град), при постоянном давлении**

Температура, °С	Теплоемкость c'_{pm}, кДж/(м³·град)					
	H_2	CO	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}
0	1,2766	1,2992	1,55	2,4192	3,0486	4,1284
100	1,2909	1,3017	1,6421	2,495	3,51	4,7054
200	1,2971	1,3072	1,759	2,7747	3,9655	5,2564
300	1,2992	1,3168	1,8862	3,0444	4,3691	5,7722
400	1,3022	1,329	2,0156	3,3086	4,7598	6,2671
500	1,3051	1,3428	2,1404	3,5527	5,0939	6,6892
600	1,308	1,3574	2,271	3,7779	5,4322	7,115
700	1,3122	1,3721	2,377	3,9864	5,7236	7,4851
800	1,3168	1,3863	2,4942	4,1811	5,9887	7,8083
900	1,3227	1,3997	2,6026	4,362	6,2315	8,1144
1000	1,329	1,4127	2,6994	4,5295	6,4614	8,4041
1100	1,3361	1,4248	2,7864	4,684	6,6778	8,6788
1200	1,3432	1,4361	2,8631	4,8255	6,8818	8,9384

$$+V_{C_2H_6}c_{C_2H_6}+V_{C_3H_8}c_{C_3H_8}+$$

$$+V_{C_4H_{10}}c_{C_4H_{10}}+V_{CO_2}c_{CO_2}+V_{N_2}c_{N_2})=$$

$$=25\,(0{,}98\cdot 1{,}573+0{,}0014\cdot 2{,}4381+$$

$$+0{,}0004\cdot 3{,}1637+0{,}0002\cdot 4{,}2728+$$

$$+0{,}005\cdot 1{,}625+0{,}013\cdot 1{,}2992)=$$

$$=25\cdot 1{,}572=39\ \text{кДж/м}^3;$$

$$I_в=\alpha V_0 c_в t_в=1{,}1\cdot 10{.}3\cdot 1{,}2976=$$

$$=366{,}4\ \text{кДж/м}^3;\quad Q^c_н+I_т+I_в=$$

$$=35\,235+39+366{,}4=35\,640\ \text{кДж/м}^3.$$

В расчетах принято значение $Q^c_н$, так как используют сухой газ. Как следует из расчета, физическая теплота воздуха и газа составляет весьма малую величину по сравнению с величиной $Q^c_н$. Эти составляющие будут иметь существенное значение при подогреве газа и воздуха.

2. Определяем калориметрическую температуру сгорания природного газа. Задается $t_к=1890$ °С. Находим удельные теплоемкости газов по табл. 14.2 $c_{N_2}=1{,}4814$; $c_{O_2}=1{,}5609$; $c_{CO_2}=2{,}4058$; $c_{H_2O}=1{,}9402$

Объем продуктов сгорания составляет:

$$V_{N_2}=8{,}153;\ V_{O_2}=0{,}197;$$

$$V_{CO_2}=0{,}9898;\ V_{H_2O}=2{,}095;$$

$$t_к=\frac{35\,640}{8{,}153\cdot 1{,}4814+0{,}197\cdot 1{,}5609+}$$

$$\frac{35\,640}{+0{,}9898\cdot 2{,}4058+2{,}095\cdot 1{,}9402}=\frac{35\,640}{18{,}8313}=$$

$$=1890\ °\text{C}.$$

Полученная температура совпадает с принятой, поэтому пересчета не производим.

Теоретической температурой сгорания является температура, до которой нагрелись бы продукты горения, если бы на их нагрев затрачивалась не вся теплота, внесенная в топку, а теплота за вычетом потерь от химической неполноты сгорания и потерь теплоты до диссоциации газов. В этом случае расчетная формула принимает следующий вид:

$$t_т=\frac{Q^р_н-Q_{х\,н}+t_т\sum V_т c_т+\alpha V_0 c_в t_в}{\sum V_г c_г},$$

где $Q_{х\,н}=\frac{q_{х\,н}}{100}Q^р_н$ — химическая неполнота сгорания, включая потери теплоты от диссоциации газов, кДж/м³; $q_{х\,н}$ — эти же потери, отнесенные к низшей теплоте сгорания газов, %; $\Sigma V_г c_г$ — произведение объемов продуктов сгорания на их средние теплоемкости.

При сжигании газа под котлами и для большинства случаев сжигания газа в промышленных печах диссоциацию CO_2 и H_2O можно не принимать во внимание, так как при температурах до 1500 °С диссоциирует ничтожно малая доля продуктов сгорания. При высоких температурах в печах (1800...2000° С) диссоциацию газов следует учитывать. Для приближенного учета диссоциации продуктов сгорания можно использовать график (рис. 14.1), где по оси ординат отложены относительные количества CO_2 и H_2O в дымовых газах, подвергшиеся диссоциации, а по оси абсцисс — температура.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

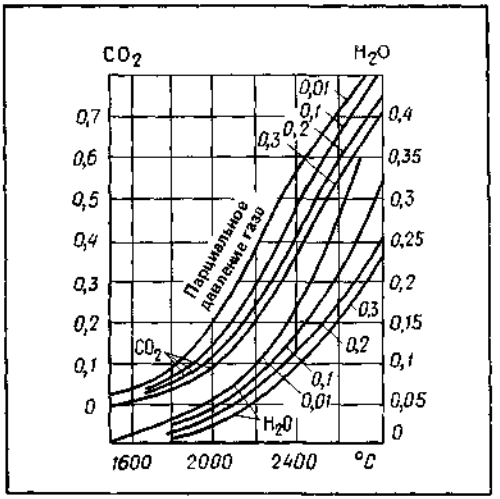


Рис. 14.1. Зависимость степени диссоциации CO_2 и H_2O от температуры и парциального давления

14.3. Скорость химических реакций

В зависимости от количества атомов или молекул, вступающих в соединение, реакции разделяют по порядку на мономолекулярные, бимолекулярные и тримолекулярные.

В мономолекулярных реакциях (реакция первого порядка) продукты образуются в результате химического превращения отдельной молекулы:

$$A=M+N+...$$

В бимолекурярных реакциях (реакциях второго порядка) происходит взаимодействие между двумя молекулами или атомами или атомом и молекулой

$$A+B=M+N...$$

В тримолекулярных реакциях (реакциях третьего порядка) взаимодействуют три частицы:

$$A+B+C=M+N+..$$

Чем выше порядок реакции, тем медленнее она протекает, так как для ее осуществления необходимо одновременное столкновение нескольких молекул или атомов. Реакции выше третьего порядка не встречаются, ибо одновременное столкновение четырех и более молекул, обладающих достаточной энергией для реакции, маловероятно.

Порядок реакции часто бывает ниже той величины, которая получается по стехиометрическому уравнению. Это объясняется тем, что стехиометрические уравнения в большинстве случаев не вскрывают механизма реакции, а являются лишь уравнениями итогового баланса. В действительности химические реакции протекают в виде целого ряда элементарных реакций между атомами, свободными радикалами (т. е. осколками молекул с ненасыщенными валентностями) и молекулами. В каждой элементарной реакции участвуют не более трех атомов или молекул. В силу этого суммарная зависимость порядка реакции от текущих концентраций исходных веществ часто не соответствует суммарному химическому уравнению. В частности, порядок такой реакции (точнее порядок химического процесса в целом) может быть дробным.

Под скоростью химической реакции понимают изменение концентрации реагирующих веществ C, т. е. количество вновь образовавшегося вещества или уменьшение реагирующего вещества в единице объема в единицу времени. В общем виде мгновенная скорость реакции изображается уравнением

$$W=\pm\frac{dC}{d\tau}$$

Так как вещества реагируют в эквивалентных количествах, то о скорости реакции можно судить по изменению концентрации любого из реагирующих веществ, поэтому в указанном уравнении стоит знак «плюс—минус». Скорость химических реакций зависит от природы реагирующих веществ и условий, в которых они протекают. Важнейшими условиями, влияющими на скорость реакции, являются: концентрация реагирующих веществ, тем-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

пература и наличие катализаторов. По закону действующих масс скорость химических реакций пропорциональна произведению концентраций реагирующих веществ. На основании этого закона скорости реакций можно выразить через концентрации реагентов следующим образом:

для мономолекулярной реакции

$$\frac{dC_м}{d\tau} = k_1 C_A;$$

для бимолекулярной реакции

$$\frac{dC_м}{d\tau} = k_2 C_A C_B;$$

для тримолекулярной реакции

$$\frac{dC_м}{d\tau} = k_3 C_A C_B C_C.$$

В этих уравнениях k_i — константы скоростей реакций.

Константа скорости реакции постоянная для данной реакции при данной температуре. Она характеризует природу реагирующих веществ с точки зрения их склонности к взаимодействию. Константа скорости k_i численно равна скорости реакции, когда произведение концентраций реагирующих веществ равно единице.

Реакции, протекающие между газами, называются *гомогенными*, а реакции, протекающие на поверхности твердых тел,— *гетерогенными*. В выражение для скорости гетерогенной реакции входит только концентрация газовой фазы. Например, скорость реакции горения углерода

$$C + O_2 = CO_2$$

определяют так:

$$W = kC_{O_2},$$

где C_{O_2} — концентрация O_2.

По мере исчерпания реагирующих веществ изотермической реакции скорость ее будет непрерывно падать. Изотермическое течение реакции, идущей с выделением теплоты, можно осуществить путем интенсивного теплоотвода из реакционной зоны. Скорость неизотермических реакций в большей степени зависит от температуры, резко возрастая с ее увеличением. Эта зависимость, согласно закону Аррениуса, отражается на константе скорости реакции следующим образом:

$$k = k_0 e^{-\frac{E}{RT}}$$

т. е. скорость реакции экспоненциально связана с температурой.

В уравнении приняты следующие обозначения: k_0 — множитель, который в первом приближении принимают постоянным, не зависящим от температуры; E — энергия активации, кДж/(кмоль·град); $R = 8{,}315$ — газовая постоянная, кДж/(кмоль·град); T — абсолютная температура, К.

Учитывая закон Аррениуса, выражение для скорости химической реакции можно записать так:

$$W = k_0 f(C) e^{-\frac{E}{RT}},$$

где $f(C)$ — функция, отражающая зависимость скорости от концентраций по закону действующих масс.

В процессе теплового движения молекулы сталкиваются между собой. Если бы каждое столкновение приводило к реакции, то любая химическая реакция протекала бы практически мгновенно. Однако опыт показывает, что реакция протекает с определенными конечными скоростями. Следовательно, не всякое столкновение между разнородными молекулами приводит к реакции. Для того чтобы произошла реакция между столкнувшимися молекулами, необходимо, чтобы они к моменту столкновения обладали энергией (кинетической и колебательной), достаточной для разрушения старых внутримолекулярных связей, т. е. столкновение должно произойти между активными молекулами. После разрушения старых связей образуются новые. Это сопровождается выделением энергии. Если выделяющаяся энергия больше затраченной, то тепловой эффект положительный, т. е. реакция экзотермическая. У эндотермических реакций выделяющаяся энергия меньше затраченной.

Минимальная величина энергии, достаточная для разрушения или значительного ослабления старых внутри-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

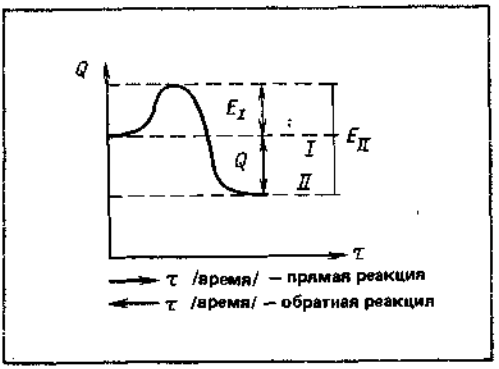


Рис. 14.2. Энергия активации прямой и обратной реакции

молекулярных связей, называется энергией активации. Для реакции между устойчивыми молекулами она должна быть равна или в 1...2 раза меньше энергии разрываемых связей. Энергия активации E является характеристикой активности молекул при реагировании между собой. Чем меньше величина E, тем легче молекулы вступают в реакцию. Энергию активации *можно рассматривать как энергетический барьер*, который нужно преодолеть для того, чтобы произошла реакция. При экзотермической реакции энергия системы уменьшается, новые связи делаются прочнее старых, выделяется теплота реакции. Но прежде чем снизится энергетический уровень системы, необходимо преодолеть некоторый барьер, который характеризует энергию старых внутримолекулярных связей (рис. 14.2). Для того чтобы произошла прямая экзотермическая реакция, энергия должна быть равна или больше величины E_1; для обратной, эндотермической реакции энергия активации должна быть не менее величины E_2.

Теплота реакции связана с энергией активации прямой и обратной реакции уравнением

$$Q = E_2 - E_1.$$

При течении реакции в прямом направлении нужно преодолеть меньший энергетический барьер, чем при обратной реакции (при переходе с энергетического уровня II на энергетический уровень I). Закон Аррениуса имеет теоретическое толкование, вытекающее из законов статистической физики. Исходя из статистических представлений (по Максвеллу—Больцману) доля столкновения между молекулами, обладающими энергией не меньше величины E, из общего числа соударений равна:

$$z = z_0 e^{-\frac{E}{RT}};$$

где z_0 — общее число соударений между молекулами за 1 с.

Это уравнение аналогично уравнению Аррениуса, так как константа скорости реакции пропорциональна числу эффективных соударений, т. е. таких соударений, в результате которых происходит реакция. Общее число соударений между молекулами определяется выражениями:

для одинаковых молекул

$$z_0 = AC^2\sqrt{T};$$

для разнородных молекул

$$z_0 = A_1 C_1 C_2 \sqrt{T};$$

где C_1, C_2, C — концентрация молекул; A_1, A — коэффициенты, зависящие от природы молекул.

Так как предэкспоненциальный множитель пропорционален z_0, т. е. общему числу столкновений между молекулами, он, следовательно, пропорционален и величине $\sqrt{T}$. Это учитывается при более строгом подходе к расчету скорости реакции. На рис. 14.3 показана кривая распределения Максвелла, где по оси ординат отложено отношение числа молекул dN, обладающих скоростями от W до $W+dW$, к общему числу молекул N, а по оси абсцисс — значения скорости молекул W.

Как следует из предыдущего изложения, для реакции имеет значение только крайняя правая часть кривой, где молекулы обладают скоростями, превышающими критическую $W_{кр}$, которая соответствует энергии активации. Например, если E=84 000 кДж/

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

кмоль, тогда при $T=1000°$ С в реакцию способны вступить только 0,0045% молекул. Здесь следует отметить, что закон распределения скоростей Максвелла построен в предположении упругих соударений, а наличие в системе химических процессов говорит о том, что соударения не являются упругими. Молекулы, сталкиваясь, ассоциируют в пары, вступают в соединение или снова расходятся. Кроме того, молекулы обладают вращательной и колебательной энергиями, а в системе могут происходить сложные преобразования энергии поступательного движения во внутримолекулярную и обратно. В связи с изложенным в газовой системе должны иметь место известные отклонения от закона Максвелла.

Экспоненциальная зависимость для константы скорости реакции графически показана на рис. 14.4. Все практически встречающиеся реакции в топках протекают при температурах до точки перегиба кривой (см. рис. 14.4), поэтому скорости реакции резко возрастают с увеличением температуры. Для химических реакций горения топлива энергия активации $E=60\,000...160\,000$ кДж/кмоль. Для таких величин энергии активации значение температуры, отвечающее точке перегиба, находится в области недостижимых пределов (3800...10 000 К). Как подтверждают эксперименты, большинство реакций хорошо согласуется с законом Аррениуса. Однако в применении к суммарному процессу горения закон наиболее правильно рассматривать как эмпирическую связь.

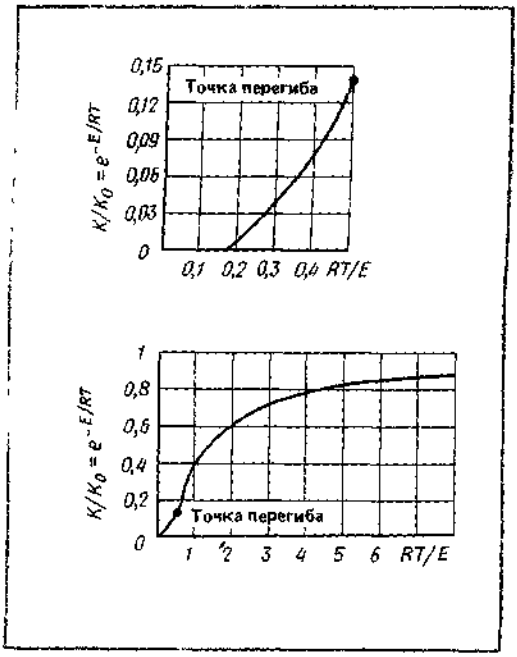


Рис. 14.4. Зависимость скорости реакции от температуры

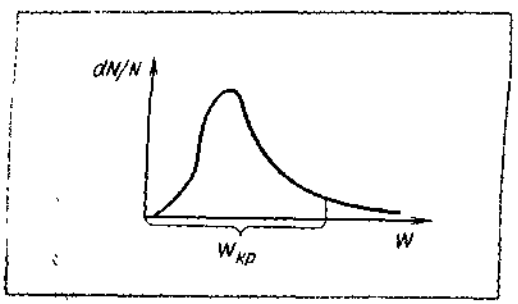


Рис. 14.3. Кривая распределения Максвелла

14.4. Кинетика цепных реакций

Рассмотренные в предыдущем параграфе зависимости составляют основы классической кинетики, базирующейся на законе действующих масс и законе Аррениуса. Механизм реакций представляется чисто молекулярным и описывается обычными стехиометрическими соотношениями. Установленные положения подтверждены большим числом экспериментов. Однако многие реакции не находят объяснения в классической химической кинетике.

Существуют химические процессы, в которых наблюдается ускоряющее действие конечных продуктов реакции на собственно реакции, а также ускоряющее действие на реакцию ничтож-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

но малых количеств примесей. Есть реакции, которые не требуют для течения заметного предварительного разогрева. Они могут протекать изотермически при низких температурах и с довольно значительными скоростями. Отмеченные явления говорят о том, что в этих случаях аквивация не может иметь чисто термический характер, когда активные молекулы поставляет тепловое движение и их концентрация определяется законом распределения скоростей Максвелла. Здесь активные центры должны поставляться в ходе самой реакции, которая для своего течения использует собственные энергетические ресурсы. Объяснение этим и многим другим явлениям дает теория цепных реакций, которая исходит из принципиально нового взгляда на их природу.

С переходом к представлению о цепном течении химических реакций формальный аппарат классической химической кинетики в основном сохраняется, но уже применяется к описанию элементарных актов цепной реакции. Заслуга создания и развития теории цепных реакций, цепного и теплового воспламенений принадлежит академику Н. Н. Семенову и его сотрудникам.

В теории цепных реакций рассматривается действительный механизм течения реакции, а стехиометрические уравнения считаются лишь итоговыми равенствами материального баланса. По цепной теории механизм реакции представляется как цепь последовательных звеньев, а каждое звено состоит из совокупности элементарных реакций между атомами, радикалами (т. е. осколками молекул с ненасыщенными валентностями) и молекулами. Основное свойство цепи реакций заключается в том, что она начинается с активного центра, который в конце каждого звена регенерируется.

Началом каждого звена служит также активный центр. Если в конце каждого звена регенерируется только один активный центр, реакция называется неразветвленной цепью, если каждое звено порождает несколько активных центров, реакция представляет собой разветвленную цепь. Энергия реакции передается активным центрам, а не распределяется по всем степеням свободы. В период своего кратковременного неустойчивого существования активные центры могут вступать в реакции с атомами, радикалами или молекулами, образуя промежуточные также неустойчивые соединения, пока звено цепи реакции не завершится конечными продуктами и новыми активными центрами. Наряду с этим они могут рекомбинироваться, терять свою избыточную энергию, иначе — гибнуть.

Первоначальное возникновение активных центров (например, атомов водорода H, кислорода O, радикалов OH) может происходить в результате теплового движения молекул и их взаимных соударений. Элементарные реакции между молекулой и активным центром характеризуются малыми энергиями активации, так как активные центры имеют свободные валентные связи. Эти реакции протекают во много раз быстрее, чем молекулярные реакции. Кроме того, элементарные акты цепи обычно идут по более низким порядкам. Интенсивность течения цепной реакции определяется ее природой, концентрацией реагирующих веществ, внешними режимными условиями и наличием катализаторов. Примером разветвленной цепной реакции является реакция горения водорода. Ход ее можно представить следующим образом. Первичная активация водорода происходит по уравнению

$$H_2 + M \rightleftharpoons H + H + M,$$

которое представляет собой процесс обычной термической диссоциации. Активный центр — атом водорода — ложится в основу цепи реакции, состоящей из отдельных звеньев (циклов). На рис. 14.5 показано структурное уравнение течения химической реакции горения водорода. Изображенное на рисунке уравнение представляет собой звено разветвленной цепи реакций. Каждое звено начи-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

нается одним активным центром H, а заканчивается двумя молекулами H_2O и тремя активными центрами H. Таким образом, каждое звено не только регенерирует один активный центр, но и создает два новых. В этом случае будут непрерывно расти число активных центров и скорость реакции, а сам процесс будет самоускоряющимся, лавинным, существенно нестационарным, самопроизвольно от еле заметных скоростей переходящим к бурному реагированию. Такие явления характерны для взрывных процессов.

Однако наряду с основной цепью реакций, ведущей к росту концентрации активных центров, протекают побочные реакции их гибели, поэтому при определенных условиях концентрация активных центров может стабилизироваться, а реакция принимать стационарный характер.

Звено реакции горения водорода состоит из четырех элементарных реакций:

первая реакция

$$H+O_2=OH+O$$

эндотермическая (теплота реакции 71 000 кДж/кмоль), имеет большую энергию активации E=75 400 кДж/кмоль и поэтому протекает медленно;

вторая реакция

$$O+H_2=OH+H$$

быстрая, для нее E=25100 кДж/кмоль;

третья реакция

$$OH+H_2=H_2O+H$$

протекает дважды, быстрая — E=41 900 кДж/кмоль. Следовательно, первая реакция как самая медленная определяет общую скорость течения цепного процесса.

Экспериментальные исследования подтвердили наличие в разреженном пламени водорода гидроксила OH и атомарного водорода. В результате этих исследований было установлено, что концентрация OH и H значительно превышает равновесную. Это доказывает, что гидроксил и атомарный водород являются основными активными центрами реакции горения водорода.

С момента возникновения реакции

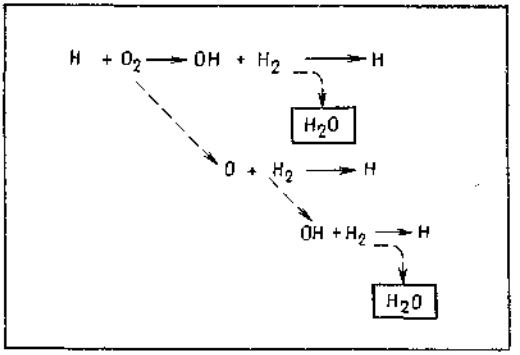


Рис. 14.5. Структурное уравнение течения реакции горения водорода

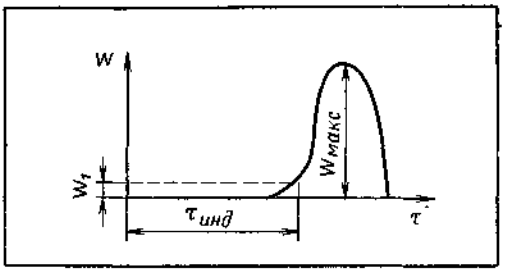


Рис. 14.6. Зависимость скорости разветвленной цепной реакции от времени

W_0 — начальная, практически наблюдаемая скорость реакции

концентрация атомарного водорода непрерывно растет и по истечении некоторого времени достигает такой величины, при которой скорость реакции становится заметной. Период, в течение которого происходит накопление активных центров и рост скорости реакции до практически заметной величины, называют *периодом индукции* $\tau_{инд}$. Период индукции в значительной степени зависит от начальных условий возникновения реакции и особенно от начальной концентрации активных центров.

Зависимость скорости реакции с разветвленными цепями от времени (рис. 14.6) резко отличается от зависимости для изотермических реакций. За период индукции скорость реакции достигает такой величины, которую можно практически измерить; далее она самопроизвольно резко возрастает до очень большой, но конечной вели-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

чины и после этого уменьшается ввиду исчерпания реагирующих веществ

Неограниченному росту концентрации атомарного водорода препятствует процесс его гибели, вызываемый различными причинами. Атомарный водород превращается, например, от рекомбинации в молекулярный по обратной экзотермической реакции:

$$H+H+M \rightleftarrows H_2+M.$$

Механизм реакции горения оксида углерода связан с наличием водорода. Сухая смесь оксида углерода с кислородом или воздухом не реагирует до температуры 700 °С, а выше этой температуры идет медленная реакция на стенках сосуда. Гомогенная цепная реакция возможна только в том случае, если в смеси имеется некоторое количество влаги или атомарного водорода. Экспериментальные исследования показали, что в реакции принимают участие атомарный кислород и гидроксильная группа.

Цепные реакции горения углеводородов представляют собой весьма сложную совокупность разнообразных реакций большей частью моно- и бимолекулярного характера. Спектроскопическими исследованиями обнаружено, что в реакционной зоне находятся неравновесные концентрации гидроксила.

Реакции горения являются экзотермическими, при их течении происходят выделение теплоты и разогрев системы. Вместе с тем при изучении кинетики цепных реакций для исключения температурного фактора можно представить себе изотермическую реакцию при соответствующем отводе теплоты из реакционной зоны. В этом случае переход от медленного течения реакции к практически мгновенному реагированию не может быть объяснен ускорением реакции, связанным с повышением температуры, он может быть объяснен цепной природой процесса.

Теория цепного взрыва была разработана академиком Н. Н. Семеновым и его школой. Рассмотрим условия возникновения цепного воспламенения. Предположим, что в сосуде заключена газовоздушная смесь и процесс окисления газа протекает в изотермических условиях. Пусть скорость образования начальных активных центров будет W_0 (скорость зарождения цепей). Эти активные центры могут образовываться, в частности, вследствие теплового движения молекул. Если C_A есть истинная концентрация активных центров, то в результате разветвления цепей она будет увеличиваться, а в результате обрыва цепей — уменьшаться.

Обозначим константу скорости разветвления цепей через f, а константу скорости обрыва цепей через g. Тогда скорость изменения концентрации активных центров можно определить по уравнению

$$\frac{dC_A}{d\tau}=W_0+fC_A-gC_A,$$

где fC_A — увеличение концентрации активных центров, обусловленное разветвлением цепей, gC_A — уменьшение концентрации активных центров, обусловленное обрывом цепей

Обозначим $\varphi=f-g$. Величину φ можно рассматривать как приведенную константу скорости разветвления цепей, уже учитывающую их обрыв. Теперь уравнение примет вид

$$\frac{dC_A}{d\tau}=W_0+\varphi C_A$$

После интегрирования этого уравнения при начальных условиях $\tau=0$, $C_A=0$ получим

$$C_A=\frac{W_0}{\varphi}(e^{\varphi\tau}-1)$$

Скорость разветвления цепей fC_A определяет скорость появления продуктов реакции. Если в результате цепной реакции образование каждого нового активного центра сопровождается появлением α молекул конечного продукта, тогда скорость цепной реакции $W=dC_L/d\tau$, т. е. изменение концентрации конечных продуктов C_L во времени определяется выражением

$$W=\frac{dC_L}{d\tau}=\frac{\alpha f W_0}{\varphi}(e^{\varphi\tau}-1)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Изменение внешних режимных условий (температуры и давления) приводит к изменению величин f и g. Константа разветвления цепей f в большей степени зависит от температуры, чем константа обрыва цепей g. Поэтому при низких температурах разность $\varphi=f-g$ отрицательна, а с повышением температуры меняет свой знак и делается положительной Остановимся на анализе уравнения скорости цепной реакции в зависимости от температуры, которая, в свою очередь, определяет величину и знак приведенной константы φ. Если $\varphi<0$, то скорость реакции стремится к пределу

$$W_{пр} = -\frac{\alpha f W_0}{\varphi},$$

так как при возрастании τ величина $e^{\varphi\tau}$ стремится к нулю. Реакция протекает без самоускорения, а величина $W_{пр}$ обычно так мала, что практически можно считать, что реакция не идет.

Для более высоких температур $\varphi>0$, при этом разветвление цепей происходит быстрее их обрыва, реакция идет с самоускорением по экспоненциальной зависимости.

$$W = \frac{\alpha f W_0}{\varphi} e^{\varphi\tau}$$

Вначале скорость неизмеримо мала, но после периода индукции $\tau_{инд}$ достигает уже измеримой величины W_1 и в дальнейшем начинает интенсивно возрастать. Если $\varphi=0$, то разветвление цепей компенсируется их обрывом, и процесс идет с равномерно возрастающей скоростью

$$W=\alpha f W_0 \tau.$$

Параметры, отвечающие этому режиму, соответствуют границе между областью стационарных и нестационарных режимов. Эта граница перехода стационарного течения реакции окисления горючей смеси, заключенной в замкнутый сосуд, к существенно нестационарному течению, когда скорость реакции резко возрастает, и смесь загорается сразу по всему объему, называется *самовоспламенением*. Реакция будет носить стационарный

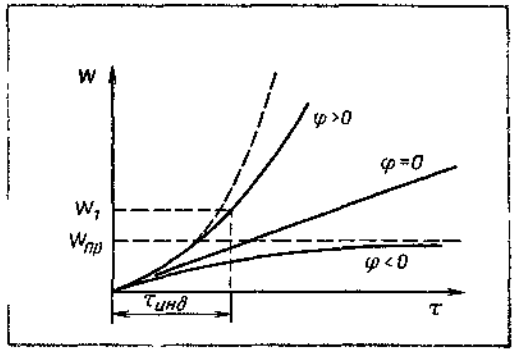


Рис. 14.7. Цепное самовоспламенение

характер в том случае, когда увеличение концентрации активных центров будет компенсироваться их гибелью ($\varphi<0$). Если при определенных внешних режимных условиях стационарная концентрация активных центров становится невозможной и начинает существенно возрастать, то возникает цепное самовоспламенение — цепной взрыв.

На рис. 14.7 графически показана зависимость скорости реакции W от τ при различных значениях φ. Цепные реакции, развивающиеся с помощью активных центров (атомов и радикалов), представляют собой материальные цепи. Материальные цепи могут самоускоренно развиваться и приходить к цепному самовоспламенению при изотермическом режиме, ибо в этом случае активные центры порождаются самой разветвляющейся реакцией, и в начальной стадии химическая энергия исходных веществ превращается не в тепловую энергию, а в химическую энергию активных центров. В этом случае для накопления активных центров достаточно незначительных количеств энергии, выделяющейся при практически незаметной скорости реакции.

14.5. Тепловое воспламенение

Быстрый рост скорости реакции связан с накоплением теплоты. При низких температурах скорость реак-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ции ничтожно мала, но выделяющаяся в результате реакции теплота постепенно накапливается и приводит к повышению температуры и скорости. Таким образом, саморазогрев системы является причиной ускорения процесса и приводит к тепловому самовоспламенению. Тепловое самовоспламенение может произойти и при наличии теплоотвода, но для этого необходимо, чтобы разогрев горючей смеси не был компенсирован теплоотводом. Тогда при определенном режиме стационарное тепловое состояние реагирующей смеси становится невозможным, и температура смеси начинает возрастать нестационарным образом, возникает тепловое самовоспламенение.

Рассмотрим тепловое самовоспламенение горючей смеси, заключенной в замкнутый сосуд. Будем характеризовать состояние смеси средними (по объему) температурой и концентрацией, рассматривать квазистационарный процесс, т. е. такой, скорость которого настолько мала, что процесс можно заменить рядом стационарных состояний, для которых будут иметь место равномерные по объему температуры, а следовательно, и концентрации. Предполагается, что разность температур между газом и стенкой сосредоточена на границе газа и стенки. Ввиду того что температура воспламенения соответствует еще относительно слабому разогреву горючей смеси, можно пренебречь изменением концентрации, происходящим в результате течения реакции. Тепловыделение, происходящее в реакционном сосуде, определим по формуле

$$Q_{\text{выд}} = \mathbb{W} q V = k_0 e^{-\frac{E}{RT}} f(C) q V,$$

где q — тепловой эффект реакции; V — объем сосуда, $f(C)$ — функция, определяющая зависимость скорости реакции от концентрации

Сгруппируем постоянные величины и обозначим их буквой A:

$$A = k_0 f(C) q V,$$

тогда

$$Q_{\text{выд}} = A e^{-E/RT}.$$

Как следует из этого уравнения, выделение теплоты в объеме имеет экспоненциальный характер и в рассматриваемой области температур резко возрастает с увеличением температуры. Процесс теплоотвода можно записать следующей формулой:

$$Q_{\text{отв}} = \alpha F (T - T_0),$$

где α — коэффициент теплоотдачи от смеси к стенке сосуда; F — поверхность сосуда, T_0 — температура стенки сосуда.

В первом приближении можно считать, что коэффициент α постоянный и не зависит от температуры. Обозначая произведение постоянных величин буквой B,

$$B = \alpha F,$$

получим следующее уравнение для теплоотвода:

$$Q_{\text{отв}} = B(T - T_0).$$

Следовательно, процесс теплоотвода линейно зависит от разности температур. Представим графически кривые тепловыделения и теплоотвода в координатах $Q - T$ (рис. 14.8). Как видно из рассмотрения кривой тепловыделения a, интенсивность выделения теплоты резко возрастает с повышением температуры. Процесс теплоотвода изображается прямой $б$. Угол наклона прямой к оси абсцисс определяется интенсивностью теплообмена между смесью и стенкой сосуда. Точка пересечения прямой теплоотвода с осью абсцисс соответствует температуре стенки сосуда T_0. Будем считать, что в первоначальный момент температура газовоздушной смеси равна температуре сосуда T_0, но с течением времени температура газа будет расти, будет увеличиваться и теплоотвод. При стационарном течении процесса количество выделяющейся теплоты равно количеству отводимой теплоты. Такому процессу отвечают точки пересечения кривых тепловыделения и теплоотвода.

Рассмотрим три возможных случая взаимного расположения этих кривых. Первому случаю соответствуют кривые a и $б$. Они пересекаются в точках *1* и *2*. Точка *1* отвечает

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

стационарному течению процесса, и равновесие в этой точке будет устойчивым. В этом легко убедиться. Действительно, предположим, что в системе произошли незначительные отклонения от равновесия. Если отклонения были в сторону бо́льших температур, то теплоотвод будет превышать тепловыделение, и система вернется в первоначальное состояние. При отклонении в сторону ме́ньших температур тепловыделение будет больше теплоотвода, в результате чего система опять вернется в точку *1*. Следовательно, точке *1* отвечает устойчивое равновесие.

Для состояния в точке *2* равновесие будет неустойчивым. Воспользуемся для доказательства тем же методом. Если система отклоняется в сторону больших температур, то тепловыделение будет превышать теплоотвод, результатом чего будут нестационарный разогрев системы и воспламенение. Однако это воспламенение («взрыв») не будет самовоспламенением, так как оно произойдет только в том случае, когда смесь нагреется до значительно более высокой температуры, чем температура стенки сосуда; сама же смесь, находившаяся первоначально при $T=T_0$, воспламениться не может (такой нагрев можно осуществить, например, при сжатии смеси поршнем в цилиндре). При отклонении системы влево произойдет остывание и система будет стремиться к точке *1*. Следовательно, состояние равновесия в точке *2* будет неустойчивым, и это состояние *2* можно не рассматривать. Стрелками на рисунке показана устойчивость системы в точках *1* и *2*.

Если постепенно повышать температуру стенки сосуда T_0, то прямая теплоотвода будет смещаться вправо параллельно первоначальному положению. При определенном значении T_0 прямая не пересечет кривую тепловыделения, а коснется ее (кривые *а* и *е*). Точка *3* будет соответствовать крайнему положению, тогда система еще может находиться в стационарном состоянии. Дальнейшее повышение температуры смеси приведет к

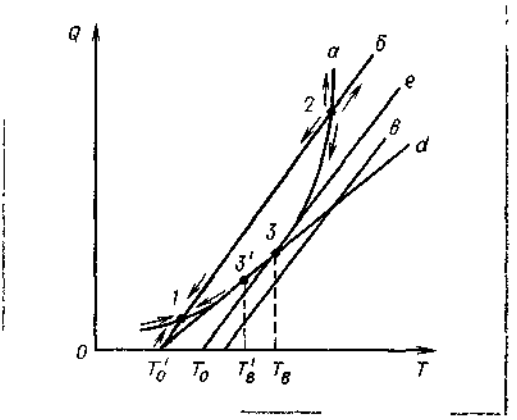


Рис. 14.8. Зависимость тепловыделения и теплоотвода от температуры

а — кривая тепловыделения, *б*, *в*, *е*, *d* — кривые теплоотвода

нестационарному режиму, интенсивному повышению температуры, резкому возрастанию скорости процесса и тепловому взрыву. Следовательно, касанию кривых тепловыделения и теплоотвода соответствует режим воспламенения, а температура, отвечающая точке *3*, является температурой самовоспламенения $T_в$. Наконец, для кривой *b* стационарный режим вообще невозможен. Если изменять не температуру стенки, а условия теплообмена, изменяя, например, объем сосуда, прямая теплоотвода будет менять угол наклона и может стать касательной к кривой теплоотвода (точка *3'*). Этому состоянию будет отвечать температура самовоспламенения $T_в'$, причем она уже не будет равной $T_в$.

Теория теплового взрыва, предложенная академиком Н. Н. Семеновым, является основой современной тепловой теории горения и устанавливает важный физический смысл явления воспламенения, утверждая наличие критического условия воспламенения, когда интенсивность тепловыделения превосходит теплоотвод, и стационарный процесс оказывается невозможным. Теория доказывает, что температура воспламенения не является физико-химической константой газовоз-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

душной смеси, она зависит от условий теплообмена смеси с внешней средой. Этот факт очень важен, так как долгое время температуру самовоспламенения считали физико-химической константой.

В отличие от температуры самовоспламенения $T_в$, при которой еще возможно стационарное течение реакции, температурой воспламенения называют минимальную температуру стенки, при которой происходит взрыв. Эта температура T_0 отличается от температуры $T_в$, причем всегда $T_в > T_0$. Критическому условию воспламенения отвечает точка *3* (см. рис. 14.8). Для этой точки имеет место следующая система уравнений:

$$(Q_{выд})_{T_в} = (Q_{отв})_{T_в},$$

$$\left(\frac{dQ_{выд}}{dT}\right)_{T_в} = \left(\frac{dQ_{отв}}{dT}\right)_{T_в}$$

Эти уравнения вытекают из того, что точка *3* является касательной для кривых выделения и отвода теплоты Преобразуем уравнения с учетом написанных выше:

$$Ae^{\frac{-E}{RT_в}} = B(T_в - T_0),$$

$$Ae^{\frac{-E}{RT_0}}\left(-\frac{E}{R}\frac{1}{T_в^2}\right) = B,$$

$$\frac{AE}{RT_в^2}e^{-\frac{E}{RT_в}} = B$$

Разделив одно уравнение на другое, получим:

$$RT^2_в/E = T_в - T_0$$

Отсюда определим температуру $T_в$:

$$T_в = \frac{E}{2R} - \sqrt{\left(\frac{E}{2R}\right)^2 - \frac{T_0 E}{R}}$$

Перед корнем стоит знак минус, так как плюсу отвечает точка касания с экспоненциальной кривой за ее перегибом Но эта область была исключена из рассмотрения ввиду нереально высоких температур Преобразуем последнее уравнение

$$T_в = \frac{E}{2R} - \frac{E}{2R}\sqrt{1 - 4R\left(\frac{T_0}{E}\right)}$$

Это уравнение является формулой Н. Н. Семенова, определяющей температуру самовоспламенения. Если $T_0 \ll E$, то формулу Н. Н. Семенова можно упростить, разложив $\sqrt{1 - 4R\frac{T_0}{E}}$ в ряд по $\frac{T_0}{E}$, откуда получим

$$\left(1 - 4R\frac{T_0}{E}\right)^{1/2} = 1 - \frac{1}{2}\cdot 4R\frac{T_0}{E} + \frac{1}{2}\left(-\frac{1}{2}\right)\frac{1}{2}\left(4R\frac{T}{E}\right)^2 + \text{ и т д },$$

отсюда

$$T_в = \frac{E}{2R} - \frac{E}{2R}\left[1 - \frac{2RT_0}{E} - \frac{2R^2T_0^2}{E} + \right],$$

$$T_в \approx T_0 + \frac{RT_0^2}{E}$$

Следовательно, предвзрывной разогрев характеризуется величиной

$$T_в - T_0 = RT_0^2/E$$

Полученное уравнение показывает, что численное значение $T_в$ мало отличается от T_0. Если энергия активации имеет достаточно большое значение, например, если $E = 210\,000$ и $T_0 = 1000$, то

$$T_в - T_0 = \frac{8{,}32 \cdot 1000^2}{210\,000} = 40 \text{ C}$$

Таким образом, использование в ряде случаев вместо величины $T_в$ приближенного значения T_0 не вызывает существенных ошибок

Рассмотренному процессу теплового самовоспламенения в замкнутом сосуде отвечает экспериментальный способ определения температуры воспламенения, который заключается в том, что заранее приготовленную газовоздушную смесь определенного состава и давления впускают в нагретый сосуд, из которого предварительно откачан воздух. После некоторого периода наступает или стационарный режим, или происходит самовоспламенение Наступление того или иного режима зависит от температуры стенок сосуда. В этом методе температуру самовоспламенения отождествляют с минимальной температурой стенки сосуда, при которой происходит самовос-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

пламенение. Измеряемая температура в действительности несколько превышает минимально возможную, что связано с задержкой воспламенения, которая определяется индукционным периодом (чем меньше температура стенки превосходит минимально возможную температуру, тем больше индукционный период). Если температура стенки будет равна минимально возможной температуре, то индукционный период теоретически станет равным бесконечности. При практических измерениях задают какую-либо определенную величину индукционного периода, обеспечивающую достаточную точность.

Как отмечалось выше, температура самовоспламенения не является физико-химической константой, а зависит от условий воспламенения. Значит, для сосудов меньших размеров, для которых отношение поверхности к объему больше, а следовательно, выше интенсивность теплоотдачи, температура самовоспламенения должна быть выше. Эксперименты подтверждают это положение. Так, например, температура воспламенения водородо-воздушной смеси в сосуде объемом 350 $см^3$ соответствовала 590 °С, а в сосуде 9 $см^3$ — 625 °С.

Рассмотренный метод является наиболее надежным, однако существуют и другие способы определения температуры воспламенения: нагрев смеси, протекающей через трубку, адиабатное сжатие и т. д. Температуры воспламенения, определяемые этими способами, также отличаются друг от друга. Таким образом, экспериментально определенные температуры воспламенения дают некоторый разброс значений. В практических условиях обычно интересует минимальная температура. В табл. 14.4 приведены минимальные значения температуры воспламенения некоторых газовоздушных смесей, полученные экспериментальным путем.

Выше было рассмотрено тепловое самовоспламенение, когда зависимость скорости реакции от температуры подчинялась закону Аррениуса.

Таблица 14.4. **Минимальные значения температуры воспламенения газовоздушных смесей**

Газ	Температура воспламенения, °С	Газ	Температура воспламенения, °С
Водород	530	Пропан	530
Оксид углерода	610	Бутан	490
Метан	654	Сероводород	290
Этан	530	Природный газ	530

Если механизм течения реакций является цепным, то на тепловое ускорение накладывается ускорение процесса, связанное с накоплением активных центров и разветвлением цепей. Возникает цепочно-тепловой взрыв, при этом вследствие цепного реагирования и одновременного теплового разогрева смеси максимальная скорость процесса будет значительно больше (см. рис. 14,7, пунктирная кривая).

14.6. Вынужденное зажигание и границы воспламенения газовоздушных смесей в зависимости от концентраций в них горючего

Для начала горения газовоздушной смеси ее необходимо воспламенить. Воспламенение смеси может быть осуществлено двумя способами. При первом способе вся смесь доводится до такой температуры, при которой она сама воспламеняется. В этом случае говорят о самовоспламенении. Процесс самовоспламенения и его основные характеристики были рассмотрены выше. Второй способ характеризуется тем, что холодную газовоздушную смесь поджигают в одном месте (искрой, раскаленным телом, пламенем) и возникающее пламя распространяется по объему с определенной скоростью, вовлекая в процесс горения все новые и новые массы

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

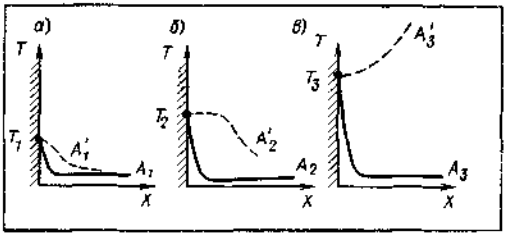


Рис. 14.9. Вынужденное зажигание газовоздушной смеси от раскаленной стенки
а, б, в — изменение температуры газовоздушной смеси при различных температурах воспламеняющей стенки

газовоздушной смеси. Такой процесс называется вынужденным зажиганием. Можно считать, что воспламенение при вынужденном зажигании носит тепловой характер. В технике находят применение оба способа воспламенения смеси, но в газогорелочных и топочных устройствах зажигание осуществляют вторым методом.

Рассмотрим физическую картину вынужденного зажигания газовоздушной смеси раскаленным телом. Критерием зажигания является способность пламени, возникшего у источника зажигания, распространяться на весь объем. Таким образом, критические условия зажигания в этом случае должны быть связаны как со свойствами источника зажигания, так и с условиями распространения пламени.

Представим, что газовоздушную смесь зажигают раскаленной стенкой, имеющей температуру T. Если температура стенки невысокая и равна T_1 (рис. 14.9, *а*), то при наличии инертной среды изменение температур должно иметь вид кривой $T_1 — A_1$. Но, так как среда реакционноспособна, будут иметь место тепловыделения и температура вблизи стенки станет несколько выше. Характер кривой распределения температур будет примерно соответствовать пунктирной кривой $T_1 — A'_1$. При повышении температуры стенки кривая температур в инертной среде сохраняет свой характер, только вблизи стенки падает круче (кривые $T_2 — A_2$ и $T_3 — A_3$) (см. рис. 14.9, *б, в*).

Кривая температур в горючей смеси вблизи стенки с повышением температуры стенки падает все менее круто, так как с ростом температуры возрастает скорость химических реакций и соответственно увеличивается выделение теплоты. Наконец, при определенной температуре стенки температура реагирующей смеси вблизи нее понижаться не будет (кривая $T_2 — A'_2$), а при более высоких температурах поверхности источника зажигания кривая температур пойдет вверх ($T_3 — A'_3$). В последнем случае стационарное состояние системы будет невозможно, так как по мере удаления от источника зажигания температура среды прогрессивно возрастает, что приводит к воспламенению смеси. В рассматриваемых условиях температура T_2 является критической, предельной температурой, т. е. температурой зажигания. По физическому смыслу она аналогична температуре воспламенения при самовоспламенении горючей смеси. Математически условия вынужденного зажигания газовоздушной смеси записываются в виде

$$\left(\frac{dT}{dx}\right)_{ст} = 0.$$

Это означает, что градиент температур вблизи стенки равен нулю, т. е. температура стенки равна температуре близлежащих слоев газовоздушной смеси. Таким образом, источник зажигания, нагретый до T_2, перестает участвовать в процессе (поток теплоты от него равен нулю), и определяющими становятся условия в слое газа, который непосредственно примыкает к источнику зажигания.

Температура зажигания от местного источника выше температуры самовоспламенения. Это объясняется быстрым спадом температуры вблизи стенки и значительным снижением концентрации горючего у зажигающей поверхности вследствие реакций. В результате может наблюдаться следующее явление: вблизи раскаленного

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

тела реакция произойдет, но распространяться не будет. Для распространения пламени необходимо повысить температуру стенки. Очевидно, чем меньше размеры источника, тем интенсивнее будет падение температуры вблизи его поверхности и тем выше должна быть температура зажигания. Это положение подтверждается экспериментально.

Газовоздушную смесь можно зажечь только при определенных соотношениях газа и воздуха. Очень бедные и очень богатые смеси не горят. Наименьшая концентрация горючего в смеси, при которой газ зажигается, называется нижним пределом воспламенения. Наибольшая концентрация горючего, при которой газ может гореть, называется верхним пределом воспламенения. Если газовоздушную смесь предварительно подогревают, указанные пределы расширяются.

Наличие пределов воспламенения газа объясняется тем, что для бедных и богатых смесей значительно снижается теоретическая температура горения, а вследствие потерь теплоты в окружающую среду температура пламени настолько падает, что смесь теряет способность к горению. В табл. 14.5 приведены пределы воспламенения газовоздушных смесей в зависимости от концентрации в них горючего.

Таблица 14.5 **Пределы воспламенения газовоздушных смесей в зависимости от концентраций в них горючего, % (по объему)**

Газ	Предел воспламенения		Газ	Предел воспламенения	
	нижний	верхний		нижний	верхний
Водород	4	74,2	Пропан	2,37	9,5
Оксид углерода	12,5	74,2	Бутан	1,86	8,41
Метан	5	15	Этилен	2,75	28,6
Этан	3,22	12,45	Ацетилен	2,5	80
		...	Сероводород	4,3	45,5

Глава 15
Горение газа в потоке

15.1. Нормальное распространение пламени

Анализ вынужденного зажигания газовоздушной смеси позволяет установить те критические условия, при которых реакции горения, возникшие у источника зажигания, способны самопроизвольно распространяться. Иначе говоря, при вынужденном зажигании смеси возникает пламя, которое распространяется с определенной скоростью, захватывая все новые объемы смеси горючего с окислителем.

Рассмотрим процесс распространения пламени, его особенности и закономерности. Пламенем называется зона, в которой протекает реакция горения. Следовательно, пламя, возникшее в объеме или потоке газовоздушной смеси, отделяет еще не сгоревшую смесь от продуктов горения. Характерным свойством пламени является его свечение. Это дает возможность зрительно наблюдать и изучать форму, размеры и другие характеристики пламени. Существуют два типичных случая распространения пламени: нормальное (или медленное горение) и детонационное горение.

Представим себе трубку, запаянную с одного конца и заполненную газовоздушной смесью. Если эту смесь поджечь со стороны открытого конца трубки, узкий слой смеси воспламе-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

нится, сгорит и за счет выделившейся теплоты температура его повысится. Таким образом, возникнет фронт пламени и начнется процесс передачи теплоты теплопроводностью от сгоревшего газа к близлежащим слоям газовоздушной смеси. Пламя равномерно движется вдоль трубки, а тепловой поток, опережая его, распространяется молекулярной теплопроводностью от горячих слоев пламени к холодной смеси. Равномерное движение пламени у открытого конца трубки происходит почти при свободном расширении продуктов горения и, следовательно, при постоянном давлении. Линейную скорость движения пламени вдоль трубки u называют скоростью равномерного распространения пламени.

Распространение пламени, объясняемое процессом молекулярной теплопроводности, называется нормальным распространением пламени. Оно характеризуется нормальной скоростью распространения пламени $U_н$, которая определяется физико-химическими свойствами смеси и поэтому является физико-химической константой. Уточним различие между значениями $U_н$ и u.

Нормальной скоростью распространения $U_н$ пламени называют скорость движения фронта пламени в направлении, нормальном к его поверхности, отнесенную к свежей, еще не сгоревшей смеси, и обязанную своим происхождением процессу передачи теплоты молекулярной теплопроводностью.

Под скоростью равномерного движения пламени u понимают линейную скорость поступательного движения фронта в целом. Таким образом, скорость равномерного движения пламени определяется величиной $U_н$ и формой пламени. Следовательно, значение u не является физико-химической константой горючей смеси, значение $U_н$ будет равно u только в том случае, если направление движения пламени будет все время совпадать с направлением нормали к каждому элементу поверхности пламени; в остальных случаях оно всегда будет меньше u. Нормальная скорость распространения пламени невелика. Например, для наиболее быстро горящей водородовоздушной смеси она достигает 2,67 м/с.

Вернемся к рассмотрению движения фронта пламени в трубке. Равномерное движение пламени имеет место примерно на 1/4 длины трубки, а затем возникает вибрационное движение, или броски пламени. Средняя скорость поступательного движения пламени возрастает. При очень сильных бросках пламя или гаснет, или возникает детонационное горение. Детонация обусловливается поджиганием горючей смеси при ее адиабатном сжатии в ударной волне. Детонационное горение распространяется с очень большой скоростью (несколько километров в 1 с) и сопровождается значительными перепадами давления. Для детонации характерно разрушающее действие.

Экспериментальное изучение процесса распространения пламени в трубах положено в основу одного из методов определения нормальной скорости распространения пламени. По этому методу измеряют скорость движения фронта пламени u, которая сама по себе представляет большой практический интерес, а также поверхность фронта пламени. По этим данным рассчитывают величину $u_н$. При определении значения u, этим методом используют прибор, показанный на рис. 15.1. Трубку *1* из тугоплавкого стекла заполняют газовоздушной смесью, а баллон *3*— инертным газом. Объем баллона в 80...100 раз превышает объем трубки и служит для поддержания постоянного давления в процессе горения смеси. При определении величины u кран *4* открывают, а смесь поджигают запалом *2*. Фронт пламени перемещается в сторону запаянного конца трубки и его фотографируют с помощью киноаппарата. Зная промежутки между кадрами, можно рассчитать скорость движения фронта пламени.

Полученная скорость u зависит от

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

диаметра трубки. Это объясняется тем, что стенка поглощает теплоту и отводит ее в окружающую среду, что затрудняет процесс распространения пламени. Естественно, что теплоотвод в стенку зависит не только от диаметра трубки, но и от материала, из которого она изготовлена.

В технических расчетах часто используют скорости распространения пламени, полученные этим методом. В этом случае следует знать, при каких диаметрах были произведены опыты. Естественно, что с уменьшением диаметра трубки охлаждающее действие ее стенок увеличивается, что приводит к понижению величины скорости распространения пламени. При малых диаметрах трубок теплоотвод настолько увеличивается, что пламя вообще не может распространяться. Такой диаметр называют критическим. Например, для стехиометрического состава водородовоздушной смеси критический диаметр равен 0,9 мм, а для смеси метана с воздухом — примерно 3,5 мм.

В реальных условиях при распространении пламени в трубках всегда возникает турбулизация потока, поэтому фронт пламени искривляется, его поверхность увеличивается и оказывается больше поперечного сечения трубки. Это и является основной причиной ускорения горения, поэтому наблюдаемая скорость движения пламени всегда больше нормальной скорости. Если поперечное сечение трубки обозначить через f, а поверхность фронта — через F, то можно написать следующее соотношение:

$$uf = U_н F;\ u = U_н(F/f).$$

Например, при горении метана в трубке диаметром 5 см скорость движения пламени за счет искривления фронта может увеличиться в 3...6 раз. Процесс распространения пламени искажается тем сильнее, чем больше диаметр трубки. На рис. 15.2 показан характер изменения кривой скорости равномерного движения пламени в зависимости от диаметра трубки d. Если бы фронт пламени не искривлялся за

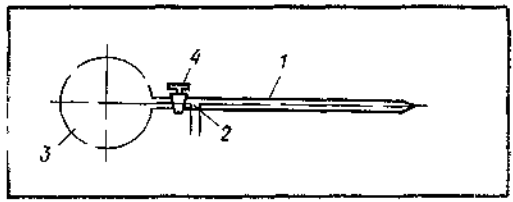


Рис. 15.1. Прибор для определения скорости распространения пламени в трубах

1 — трубка из тугоплавкого стекла, *2* — запал, *3* — баллон, заполненный инертным газом, *4* — кран

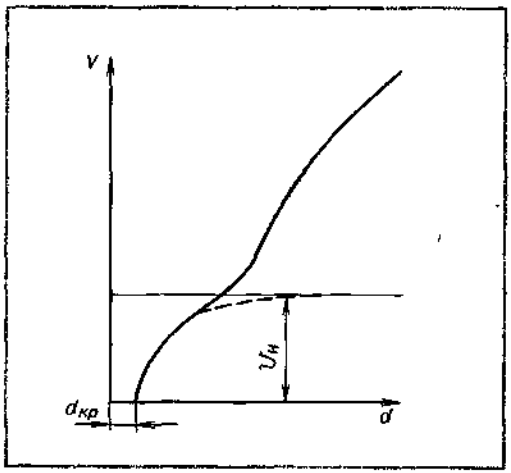


Рис. 15.2. Зависимость скорости равномерного движения пламени от диаметра трубы

счет конвективных токов, то с увеличением диаметра трубки влияние стенок сказывалось бы все меньше и кривая асимптотически приближалась бы к прямой нормальной скорости распространения пламени (пунктирная кривая), но вследствие искривления фронта скорость равномерного движения пламени непрерывно возрастает. На рис. 15.3 показана зависимость скорости равномерного движения пламени, измеренной в трубке диаметром 2,5 см для газовоздушных смесей различных концентраций. Значения максимальных скоростей равномерного движения пламени в трубке диаметром 2,5 см приведены в табл. 15.1.

Нормальное распространение пламени имеет место или в неподвижной

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

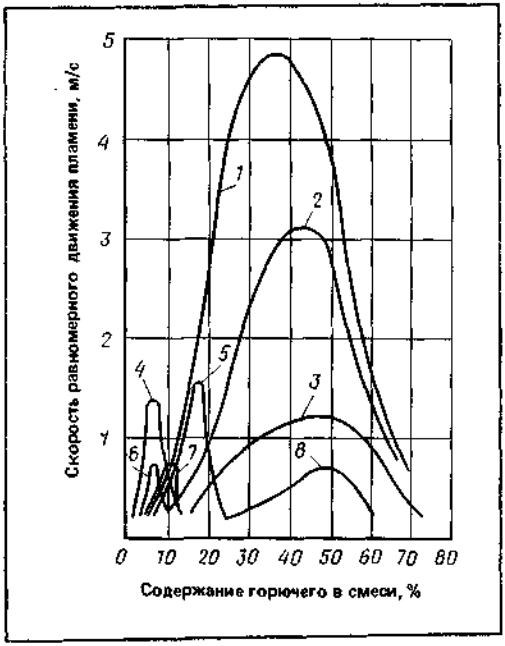


Рис. 15.3. Зависимость скорости распространения пламени в трубе от состава газовоздушной смеси
1— водород; *2*— водяной газ; *3*— оксид углерода; *4*— этилен; *5*— коксовый газ; *6*— этан; *7*— метан; *8*— генераторный газ паровоздушного дутья

газовоздушной смеси, или в ламинарном потоке смеси.

Рассмотрим второй случай. Представим себе остановленный фронт пламени, т. е. предположим, что поток газовоздушной смеси движется ламинарно в направлении оси x, а навстречу ему движется фронт пламени. Скорость движения газовоздушного потока равна нормальной скорости распространения пламени $U_н$. С принципиальной точки зрения безразлично рассматривать движущийся поток и неподвижный фронт пламени или неподвижный поток и движущийся фронт пламени. На рис. 15.4 показан такой поток и даны кривые температур, концентрации и тепловыделения в реакционной зоне. Эта упрощенная схема дает возможность сделать ряд очень важных качественных выводов.

В отдалении от фронта пламени набегающий поток имеет температуру, равную T_0 (температура холодной смеси). По мере приближения к фронту пламени смесь подогревается. Концентрация горючего в зоне подогрева изменяется мало ввиду малой скорости реакции. Скорость реакции делается заметной при температуре воспламенения, которая для случая нормального распространения пламени оказывается больше обычной температуры самовоспламенения. Температура воспламенения и здесь определяется теми критическими условиями, при которых смесь способна к самовоспламенению без подвода теплоты от горячих продуктов реакции. Зона подогрева (см. рис. 15.4) самостоятельно существовать не может, так как тепловыделения в ней вследствие реакций весьма незначительны. Нагрев набегающего потока свежей смеси осуществляет тепловой поток, выходящий из зоны реакции. По мере приближения темпе-

Таблица 15.1. **Значение максимальных скоростей равномерного движения пламени в газовоздушной смеси**

Газ	Содержание газа в смеси, соответствующее максимальной скорости, %	Максимальная скорость движения пламени, м/с	Газ	Содержание газа в смеси, соответствующее максимальной скорости, %	Максимальная скорость движения пламени, м/с
Водород	38,5	4,85	Этилен	7,1	1,42
Оксид углерода	45	1,25	Коксовый газ	17	1,7
Метан	9,8	0,67	Газ высокотемпературной перегонки сланцев	18,5	1,3
Этан	6,5	0,85	Генераторный газ из кокса	48	0,73
Пропан	4,6	0,82	Водяной газ	43	3,1
Бутан	3,6	0,82			

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ратуры смеси к температуре воспламенения смесь начинает нагреваться также за счет теплоты, выделяемой в процессе реакций. Но в начале теплоты недостаточно, и только в сечении, соответствующем точке перегиба кривой температур, смесь полностью подогревается за счет теплоты реакций. Действительно, в точке перегиба кривой температур имеет место равенство:

$$\lambda \frac{d^2T}{dx^2} = 0,$$

а это говорит о том, что тепловой поток

$$q = -\lambda \frac{dT}{dx}$$

вблизи точки $T_в$ не изменяется (сколько теплоты подходит справа, столько же и отходит слева от плоскости, соответствующей точке $T_в$). В зонах, расположенных правее точки перегиба и имеющих более высокую температуру, тепловыделение превосходит то количество теплоты, которое необходимо для нагрева смеси, поэтому, начиная с точки $T_в$, смесь способна самостоятельно воспламеняться без поступления теплоты от продуктов реакции. Таким образом, точка перегиба кривой температур соответствует температуре воспламенения.

Теплота реакций, протекающих вблизи этой точки, полностью расходуется на нагрев потока, а тепловой поток, распространяющийся теплопроводностью и движущийся справа, проходит, не изменяясь, через точку $T_в$ и идет на подогрев предпламенных зон. Таким образом, в точке $T_в$ существует равенство между поступлением (вследствие реакций) и отводом теплоты на нагрев набегающего потока. Это положение отвечает понятию температуры самовоспламенения. Следовательно, температуру $T_в$, соответствующую точке перегиба кривой $T = f(x)$, можно рассматривать как температуру нормального воспламенения во фронте пламени. Эта температура выше обычной температуры воспламенения потому, что в условиях нормального распространения пламени индукционный период значительно меньше индукционного периода, наблюдаемого при определении температуры самовоспламенения. Действительно, в рассматриваемом случае индукционный период соответствует времени подогрева смеси, а ввиду малого размера зоны подогрева (десятые или сотые доли миллиметра) время прохождения через нее смеси очень мало, поэтому для ее воспламенения требуется большая температура.

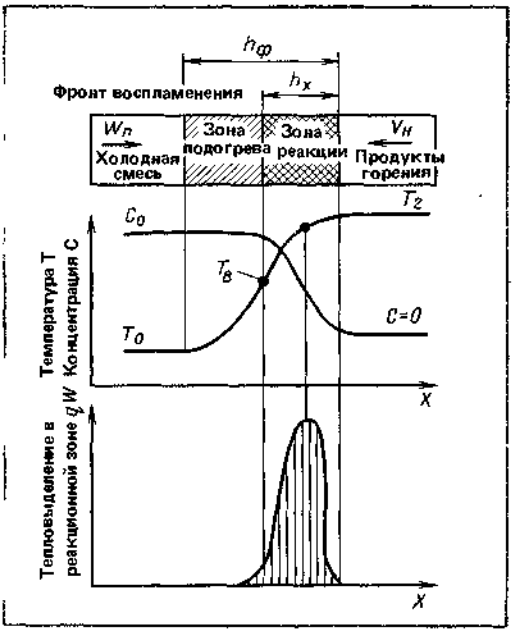


Рис. 15.4. Схематическое распределение температур T, концентраций горючего C и интенсивности тепловыделения qW в пламени

Кривая интенсивности тепловыделения qW показана на нижнем графике рис. 15.4. Здесь интенсивность тепловыделения определена как произведение теплоты реакции q на ее скорость W. Максимум тепловыделения соответствует не температуре воспламенения $T_в$, а более высокой температуре, близкой к температуре горения $T_г$. Это говорит о том, что основная масса газа выгорает в весьма узкой зоне, которая имеет температуру, мало отличающуюся от тем-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

пературы горения. Так, для быстро горящей смеси водорода с кислородом ширина зоны горения равна 0,003 мм, а для медленно горящей смеси метана с воздухом —0,6 мм. В этой узкой зоне происходит и основное изменение концентрации C горючего. Процесс горения завершается там, где полностью израсходовано горючее, т. е. его концентрация становится равной нулю ($C=0$), а температура достигает максимального значения и делается равной температуре горения. Таким образом, во фронте неподвижного пламени происходит стабилизация процесса.

Теплота, выделяющаяся в процессе горения, вследствие теплопроводности распространяется навстречу потоку и расходуется на его нагрев. Тепловой поток, распространяющийся теплопроводностью, равен:

$$q=\lambda\frac{T_1-T_0}{h_{\text{физ}}}$$

В этой формуле с известным приближением градиент температур принят равным $\frac{T_г-T_0}{h_{\text{физ}}}$ (где $h_{\text{физ}}$ — физическая толщина пламени).

Теплота, воспринимаемая набегающим потоком,

$$q=W_н\rho c_p(T_г-T_0)=U_н\rho c_p(T_г-T_0);$$

так как скорость потока равна нормальной скорости распространения пламени

$$W_н=U_н.$$

Из сравнения этих уравнений получаем:

$$\lambda\frac{T_г-T_0}{h_{\text{физ}}}=U_н\rho c_p(T_г-T_0),$$

$$U_н=\frac{\lambda}{c_p\rho}\cdot\frac{1}{h_{\text{физ}}}=\frac{a}{h_{\text{физ}}},$$

где a — среднее значение коэффициента температуропроводности

В первом приближении можно принять

$$h_{\text{физ}}\approx h_{\text{хим}},$$

где $h_{\text{хим}}$ — химическая толщина пламени (т. е зоны, где протекают реакции горения)

Если время сгорания обозначить $\tau_{\text{хим}}$, то химическая толщина пламени будет равна:

$$h_{\text{хим}}=U_н\tau_{\text{хим}},$$

отсюда

$$U_н\approx\sqrt{\frac{a}{\tau_{\text{хим}}}}$$

Полученная формула показывает, что нормальная скорость распространения пламени пропорциональна корню квадратному из коэффициента температуропроводности и обратно пропорциональна величине $\sqrt{\tau_{\text{хим}}}$. Время сгорания можно приблизительно выразить величиной, обратно пропорциональной константе скорости реакций

$$\tau_{\text{хим}}\approx\frac{1}{k}=\frac{1}{k_0e^{-\frac{E}{RT}}}$$

Учитывая, что основная масса газа выгорает при температуре, близкой к $T_г$, нормальную скорость распространения пламени следует отнести к величине температуры $T_г$. В этом предположении приближенная зависимость для определения $U_н$ примет следующий вид:

$$U_н\approx\sqrt{ak_0e^{-\frac{E}{RT_г}}}.$$

Из формулы видно, что нормальная скорость распространения пламени резко возрастает с повышением температуры горения газа. Следует отметить, что возрастание значения $U_н$ с увеличением начальной температуры газовоздушной смеси будет значительно менее интенсивно, чем экспоненциальная зависимость, так как повышение температуры предварительного подогрева смеси приводит к значительно меньшему увеличению температуры горения.

Рассмотренный процесс нормального распределения пламени представлен как чисто теплопроводный. В действительности на скорость распространения пламени кроме теплообмена оказывают влияние диффузионные явления. Они приводят к тому, что одно-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

временно с процессом подогрева смеси происходит диффузионное перемешивание продуктов горения и свежего газа. В результате этого горит смесь, сильно разбавленная продуктами горения. На реакции горения также оказывают влияние активные центры, которые диффундируют в предпламенные зоны. Существующие решения в области процесса распространения пламени еще не обладают достаточной точностью, поэтому в инженерной практике пользуются экспериментальными значениями нормальных скоростей распространения пламени.

15.2. Распространение пламени в ламинарном потоке

Для осуществления стабильного процесса горения в потоке необходимо создать такие условия, чтобы фронт пламени был оставлен в пространстве. Выполнение этого условия обеспечивает газогорелочное устройство. Возникший фронт пламени, распространяющийся навстречу потоку газовоздушной смеси, стабилизируется в той области, где скорость потока равна скорости фронта пламени. Если поток газовоздушной смеси двигался бы в трубе с равномерным полем скоростей и его скорость была бы равна скорости распространения пламени, то возникший поперечный фронт пламени был бы остановлен в пространстве. Фронт пламени расположился бы перпендикулярно оси потока, а скорость его полностью уравновесила бы скорость пламени. В результате установился бы стационарный процесс горения. Следовательно, условием стабилизации горения является прямая компенсация скорости пламени скоростью потока, т. е. $W_{пот}=U_н$.

Вместе с тем, если бы даже удалось осуществить прямую компенсацию плоского фронта пламени, то такая горелка могла бы работать только на одном режиме, соответствующем стабильности фронта пламени. При увеличении скорости потока она превосходила бы скорость распространения пламени ($W_{пот}>U_н$) и пламя отрывалось бы от горелки. В противоположном случае, когда $U_н>W_{пот}$, пламя проскакивало бы внутрь горелки. В обоих случаях терялась бы устойчивость процесса горения. В действительности поток смеси имеет неравномерное поле скоростей. В центральной части потока скорость максимальная, а у стенки равна нулю. Вследствие этого возникает косой фронт пламени (величина $U_н$ компенсирует только нормальную составляющую скорости потока, а другая составляющая, направленная вдоль фронта, остается некомпенсированной, рис. 15.5). Составляющая $W_т$ будет сносить фронт пламени по поверхности конуса вверх, к его вершине.

Таким образом, косое пламя может устойчиво существовать только при непрерывном поджигании газовоздушной смеси с периферии. Если поджигание прекратить, то пламя переместится к вершине и погаснет. Отсюда следует, что условием, обеспечивающим устойчивость пламени, является полная и прямая компенсация скорости потока встречной скоростью пламени. Компенсация только нормальной составляющей скорости потока, которая наблюдается при косом пламени, не обеспечивает устойчивого горения. Исходя из этого газовая горелка должна иметь такие конструктивные элементы, в которых создаются благоприятные условия для возможности прямой компенсации скорости потока скоростью пламени. Эти благоприятные условия должны существовать во всем диапазоне нагрузок от минимальной до максимально допустимой.

При косом пламени оказывается возможным регулировать производительность горелки, так как при изменении нагрузки будет изменяться не только скорость потока, но и угол φ между скоростью потока и нормалью к пламени, при этом нормальная составляющая потока будет равна $U_н$ и при стабилизации корневой части приобретает стабильность весь фронт пламени.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

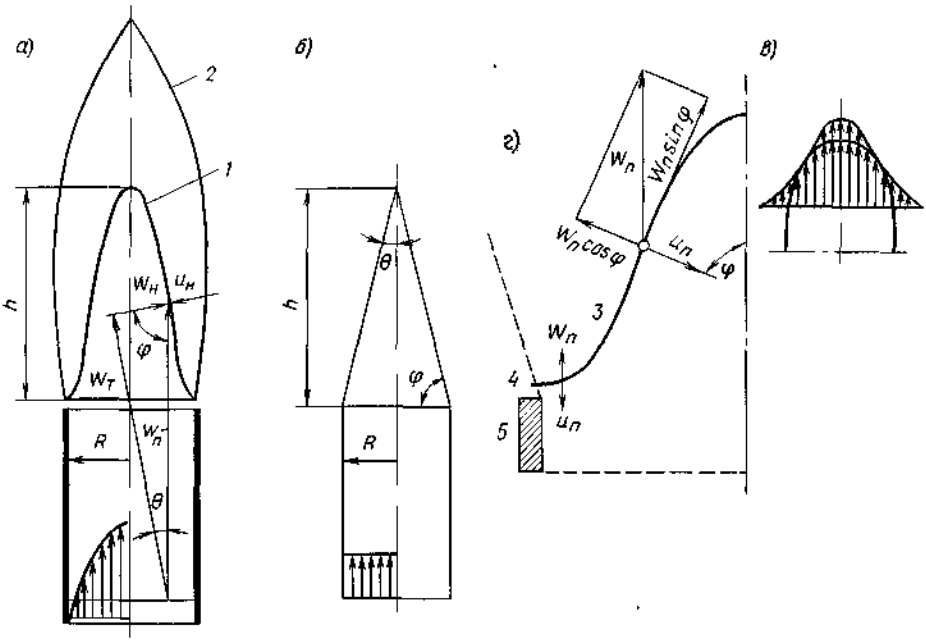


Рис. 15.5. Схема пламени на горелке Бунзена
а — пламя на горелке, *б* — упрощенная форма внутреннего корпуса, *в* — поля скоростей потока при выходе из горелки, *г* — стабилизация ламинарного пламени на горелке, *1* — внутренний конус, *2* — наружный конус, *3* — косой фронт пламени, *4* — поперечный фронт пламени, поджигающий пояс, *5* — стенка горелки

На закономерности распространения пламени на горелке Бунзена (см. рис. 15.5, *а*) основан другой метод экспериментального определения нормальной скорости распространения пламени $U_н$ (метод Гюи—Михельсона). Из устья горелки выходит газовоздушная смесь с избытком горючего, ибо газ смешан только с 50...60% воздуха от теоретически необходимого. Газовоздушный поток движется ламинарно, и поле скоростей имеет параболический характер. По мере удаления от устья горелки профиль скоростей деформируется, а скорости по величине уменьшаются. Пламя состоит из внутреннего *1* и внешнего (наружного) *2* конусов. Внутренний конус представляет собой поверхность остановленного фронта пламени, где выгорает часть горючего, обеспеченная первичным воздухом. Остановленный фронт пламени означает, что в каждой точке поверхности внутреннего конуса имеет место равенство между нормальной скоростью распространения пламени (она направлена внутрь конуса) и нормальной составляющей скорости потока газовоздушной смеси. Математически это выражается следующим уравнением:

$$U_н = W_п \cos\varphi,$$

где $W_п$ — скорость потока смеси, φ — угол между скоростью потока и нормалью к фронту пламени

Это соотношение носит название закона косинуса (закон Михельсона) и отражает основное условие стабилизации фронта пламени на горелке. Внутренний конус пламени ярко очерчен и имеет зеленовато-голубой цвет. Внешний конус представляет собой

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

поверхность, где в результате диффузии окружающего воздуха выгорает оставшаяся часть газа. Наружный конус не имеет четкого контура, его границы размыты. Если считать внутренний конус геометрически правильным, можно получить простое соотношение, связывающее высоту конуса с основными характеристиками процесса горения. Такая зависимость позволяет провести качественный анализ влияния отдельных параметров на высоту пламени. Из рис. 15.5, *б* имеем:

$$\cos\varphi = \frac{R}{\sqrt{h^2+R^2}},$$

где h — высота внутреннего пламени; R — внутренний радиус горелки.

Подставляя это выражение в предыдущую формулу, получаем:

$$U_н = W_н \frac{R}{\sqrt{h^2+R^2}} = \frac{Q_{см} R}{\pi R^2 \sqrt{h^2+R^2}}.$$

Расход газовоздушной смеси можно определить следующим образом:

$$Q_{см} = Q_{газ}(1+\alpha' V_0),$$

где $Q_{газ}$ — расход газа; α' — коэффициент первичного воздуха; V_0 — теоретическое количество воздуха, необходимого для горения.

В этом случае формула для величины $U_н$ примет вид

$$U_н \approx \frac{Q_{газ}(1+\alpha' V_0)}{\pi R \sqrt{h^2+R^2}}.$$

Следовательно, для экспериментального определения нормальной скорости распространения пламени достаточно измерить расход газа, внутренний радиус горелки, высоту внутреннего конуса и коэффициент первичного воздуха. В действительности внутренний конус пламени не является геометрически правильным конусом. У основания фронт пламени расходится шире отверстия горелки, а у вершины он имеет плавное закругление.

Нормальная скорость распространения пламени неодинакова во всех точках внутреннего конуса. У вершины она имеет максимальное значение, а у основания — минимальное. Увеличение значения $U_н$ к вершине внутреннего конуса объясняется тем, что газовоздушная смесь, движущаяся в центральной узкой части, получает повышенный предварительный разогрев. Кроме того, в нее диффундирует большое количество активных центров из зоны реакций и расположенных ниже предпламенных зон. У основания внутренний конус имеет диаметр, превышающий диаметр горелки. Это объясняется тем, что в трубе горелки давление газовоздушной смеси несколько больше атмосферного, поэтому при выходе поток расширяется (рис. 15.5, *в*). По мере приближения к основанию конуса нормальная скорость распространения пламени уменьшается вследствие усиленного теплоотвода в стенки горелки и подмешивания воздуха из окружающей атмосферы. Расстояние между основанием конуса и горелки примерно равно физической толщине пламени.

В предположении, что внутренний конус пламени является геометрически правильным конусом ($U_н$ — величина постоянная, а выходное поле скоростей равномерное), была получена простая формула для определения нормальной скорости распространения пламени. В большинстве случаев эти допущения являются вполне приемлемыми, а точность определения величины $U_н$ достаточной. Однако при этом будет определена средняя скорость распространения пламени, равная $U_н$ в какой-то средней точке образующей конуса. Основными факторами, определяющими величину нормальной скорости распространения пламени, являются состав смеси, давление и температура.

Кривые нормальных скоростей распространения пламени для некоторых газовоздушных смесей, полученные на горелках, показаны на рис. 15.6. Они имеют колоколообразный вид. По мере приближения концентрации горючего в смеси к границам воспламенения нормальные скорости уменьшаются и на границах имеют определенные значения. Таким образом, имеют место

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

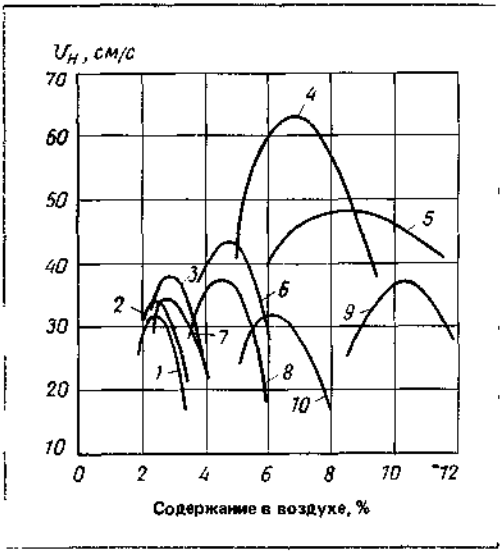


Рис. 15.6. Зависимость нормальной скорости распространения пламени от состава газовоздушной смеси
1— гексан; *2*— циклогексан; *3*— бензол; *4*— этилен; *5* — сероуглерод; *6*— пропилен; *7*— пентан; *8*— этиловый эфир; *9*— метан, *10*— ацетон

граничные скорости распространения пламени, мало зависящие от свойств смеси, и для всех смесей близкие к величине 0,05 м/с.

Часто при рассмотрении процесса распространения пламени целесообразно использовать понятие массовой скорости, которая определяется выражением $U_н\rho$. Массовая скорость представляет собой количество вещества, воспламеняемого на единице поверхности пламени в единицу времени. Массовая скорость включает плотность горючей смеси и учитывает ее состояние (давление и температуру) до воспламенения. Нормальная скорость распространения пламени является объемным понятием, что следует учитывать в расчетах.

Одной из характерных особенностей кривых нормальных скоростей является то обстоятельство, что максимум скоростей газовоздушных смесей никогда не соответствует стехиометрическому составу. Он всегда смещен в сторону обогащенных смесей, т. е. содержащих избыточное количество горючего газа. Это объясняется тем, что помимо теплового эффекта на скорости распространения пламени сказывается кинетика горения, а оптимальные условия выхода продуктов горения, вытекающие из кинетических уравнений, не соответствуют стехиометрическому составу смеси. В табл. 15.2 приведены стехиометрические составы и нормальные скорости, соответствующие этим составам; составы, соответствующие максимальным значениям нормальных скоростей, и максимальные скорости распространения пламени в газовоздушных смесях.

Предварительный подогрев газовоздушной смеси приводит к увеличению нормальной скорости распространения пламени. Эту зависимость отражает следующее эмпирическое уравнение (по Пассауэру):

$$U_н = aT_0^2,$$

Таблица 15.2. **Нормальные скорости распространения пламени в газовоздушных смесях**

Газ	Химическая формула	Стехиометрическая смесь		Смесь с максимальной скоростью распространения пламени	
		содержание газа в смеси с воздухом, %	нормальная скорость, м/с	содержание газа в смеси с воздухом, %	нормальная скорость, м/с
Водород	H_2	29,5	1,6	42	2,67
Оксид углерода	CO	29,5	0,3	43	0,42
Метан	CH_4	9,5	0,28	10,5	0,37
Этан	C_2H_6	—	—	6,3	0,4
Пропан	C_3H_8	—	—	4,3	0,38
Бутан	C_4H_{10}	—	—	3,3	0,37
Этилен	C_2H_4	6,5	0,5	7	0,63
Ацетилен	C_2H_2	7,7	1	10	1,35

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

а для массовой скорости:

$$U_н\rho = bT_0,$$

где a и b — постоянные величины.

Полученная интенсивность роста скорости пламени от температуры оказывается меньше интенсивности, определяемой экспоненциальным законом. Отсюда следует, что протекание реакции в пламени не определяется температурой предварительного подогрева смеси, а зависит от условий в зоне воспламенения, которые определяются явлениями теплопроводности и диффузии. По данным Я. Б. Зельдовича, температура, определяющая процесс распространения пламени, близка к температуре пламени. Анализ экспериментальных результатов по поводу влияния подогрева смеси подтверждает это положение. Сопоставление скоростей распространения пламени с температурой горения дает однотипные кривые, весьма возрастающие с температурой, а закон температурного изменения скоростей пламени может быть выражен кривой согласно закону Аррениуса.

Рассмотрим стабилизацию пламени на горелке Бунзена. Скорость потока газовоздушной смеси по направлению к стенкам горелки значительно уменьшается и вблизи стенок поток сильно заторможен. Здесь создается область медленного течения. Скорость распространения пламени вблизи стенок вследствие их охлаждающего действия также значительно меньше средней величины. В этой области у основания конуса бунзеновского пламени создаются благоприятные условия для возможности прямой компенсации скорости потока скоростью пламени (см. рис. 15.5, *г*), т. е.:

$$U_н = W_п;\ \cos\varphi = 1.$$

Вследствие этого фронт пламени в нижней части конуса разворачивается в горизонтальную плоскость, образуя кольцевую зону поперечного фронта пламени. Эта зона является зоной устойчивого горения и может существовать самостоятельно. Она выполняет роль непрерывно действующего зажигающего пояса. На остальных участках конуса, где пламя косое, скорость распространения пламени компенсирует только нормальную составляющую скорости потока

$$U_н = W_п = W_п\cos\varphi.$$

Другая же составляющая скорости потока

$$W_т = W_п\sin\varphi$$

будет сносить точку воспламенения вдоль фронта воспламенения к вершине.

Закон косинуса, являясь результатом сложения двух движений, определяет форму и размеры пламени, а устойчивость пламени определяется процессом стабилизации корневой части конусообразной зоны горения. Рассмотренное положение хорошо подтверждается на опыте. Например, стабильность работы горелки легко нарушается небольшим потоком воздуха, направленным на нижнюю часть конуса, и, наоборот, пламя сохраняет устойчивость при существенном увеличении скорости средней части струи, если не нарушены условия течения на периферии.

В периферийный зажигающий пояс из основного потока диффундирует горючий газ, а из атмосферы — воздух. Чем богаче состав смеси в струе, тем устойчивее факел, так как в этом случае создается более мощная кольцевая зона горючей смеси. Этим объясняется большая устойчивость диффузионного пламени, когда горение происходит за счет окружающего воздуха, а из горелки поступает чистый газ. Эффективность зажигающего пояса, обеспечивающего стабилизацию корневой части конуса, оказывается достаточной при определенных режимах работы горелки. С увеличением производительности горелки и ростом скорости потока размеры зажигающего пояса уменьшаются и при определенной скорости он уже не может обеспечить непрерывного зажигания, в результате чего произойдет отрыв пламени от устья горелки. Такой отрыв обычно наблюдается

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

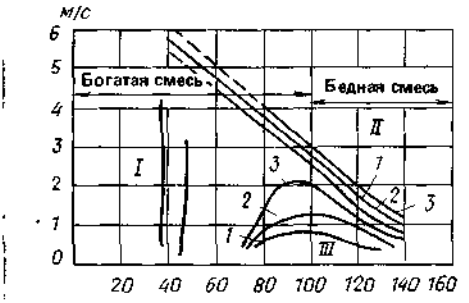


Рис. 15.7. Предельные скорости, соответствующие отрыву и проскоку пламени для смесей природного газа с воздухом
I — область свечения пламени, *II* — область отрыва пламени, *III* — область проскока пламени внутрь горелки, *1* — диаметр огневого отверстия 1/2″, *2* — то же, 1″, *3* — то же, 11/4″

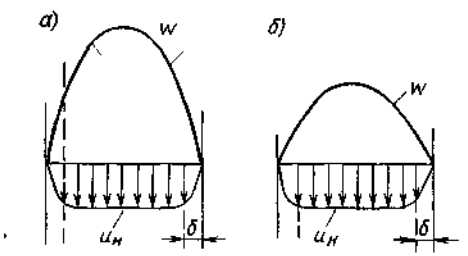


Рис. 15.8. Эпюры скоростей при отрыве и проскоке пламени
а — пламя выносится на край горелки, *б* — проскок пламени

еще до того, как горение становится турбулентным.

Если снижать производительность горелки, то скорость потока будет уменьшаться и окажется меньше скорости распространения пламени. В этот момент пламя проникает внутрь горелки, т. е. происходит проскок пламени. Ввиду тормозящего действия стенок скорость потока у стенок равна нулю, поэтому, казалось бы, вблизи них пламя всегда должно проникать внутрь горелки. Однако вследствие охлаждающего действия стенок скорость распространения пламени по мере приближения к ним значительно уменьшается и превращается в нуль. Расстояние, в пределах которого существенно уменьшается скорость распространения пламени, примерно соответствует толщине зоны заметного подогрева смеси. Поэтому если на границе этой зоны скорость $U_н$ окажется равной или больше локального значения скорости потока, произойдет проскок пламени. Таким образом, если отрыву пламени препятствует зажигающий пояс, расположенный у корневой части факела вне горелки, то проскоку пламени препятствует кольцевая зона охлаждения стенками у края горелки. Следовательно, отрыв пламени определяется положением на выходе струи из горелки, в то время как проскок определяется состоянием газа внутри горелки.

Экспериментальные значения предельных скоростей, соответствующих отрыву и проскоку пламени при сжигании природного газа, показаны на рис. 15.7, откуда следует, что с уменьшением коэффициента первичного воздуха предельная скорость, соответствующая отрыву пламени, увеличивается. Это объясняется тем, что при работе горелки на обогащенных смесях в зажигающий пояс диффундирует больше горючего и в смеси со вторичным воздухом, который диффундирует из атмосферы, образуется достаточно мощный очаг. С обеднением смеси количество горючего, диффундирующего в зажигающий пояс, уменьшается, а вторичный воздух настолько разбавляет смесь у корневой части факела, что мощность зоны зажигания в значительной мере падает, снижая и предельную скорость отрыва пламени. Чем больше диаметр выходного отверстия горелки, тем мощнее поток и тем выше предел отрыва пламени.

Кривые проскока пламени по характеру подобны кривым нормальных скоростей распространения пламени, что находится в полном соответствии с высказанными ранее соображениями. Действительно, чем больше величина $U_н$, тем при прочих равных условиях больше вероятность проско-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ка и тем, следовательно, больше должна быть скорость потока, предотвращая проскок пламени. С увеличением диаметра выходного отверстия горелки охлаждающий эффект стенок уменьшается, возможность проскока пламени увеличивается и предельная скорость потока возрастает.

Границы светящегося пламени показаны на рис. 15.7. При малых коэффициентах первичного воздуха происходит разложение углеводородов с образованием сажи, что приводит к свечению пламени и химической неполноте горения. Поэтому работа горелок с малыми коэффициентами первичного воздуха нежелательна.

Положение кривых проскока и кривых отрыва пламени зависит от свойств газа. Чем большую скорость распространения пламени имеет газ, тем соответственно выше располагаются предельные кривые. Поэтому искусственные газы, содержащие большой процент водорода, склонны к проскоку пламени, а природные газы, характеризующиеся меньшим значением $U_н$, склонны к отрыву пламени. С известным упрощением явления отрыва и проскока пламени можно иллюстрировать следующим образом (рис. 15.8). При соотношении скоростей потока W и скоростей пламени $U_н$, соответствующих случаю *а*, проскок пламени исключен, и пламя выносится на край горелки. Случай *б* соответствует проскоку пламени; пунктиром на рисунке показана ширина зоны подогрева газовоздушной смеси.

15.3. Распространение пламени в турбулентном потоке

В промышленных газогорелочных и топочных устройствах осуществляют сжигание газа в турбулентном потоке, в результате чего существенно интенсифицируются тепловые процессы, протекающие при его горении. Значительно возрастает и скорость распространения пламени. Распространение пламени в турбулентном потоке можно наблюдать при выходе готовой смеси из горелки, когда скорость потока соответствует турбулентному движению. В этом случае возникший фронт пламени имеет размытые контуры и значительную толщину. Пламя неустойчивое, легко отрывается от горелки, и для его поддержания необходимо организовать непрерывное зажигание струи с периферии.

Процесс распространения пламени определяется турбулентными характеристиками потока, турбулентной теплопроводностью, турбулентной диффузией и процессом химического превращения в зоне горения. Этими же характеристиками определяется и турбулентная скорость распространения пламени $U_т$. Так как турбулентные характеристики потока зависят от его скорости, следовательно, турбулентная скорость распространения пламени также будет зависеть от скорости потока. В этом состоит одно из существенных отличий процесса турбулентного распространения пламени от нормального распространения в ламинарном потоке.

Экспериментальное определение турбулентных скоростей распространения пламени показывает, что с ростом турбулизации потока (скорости и числа Re) растет и отношение скорости турбулентного распространения пламени $U_т$ к скорости нормального распространения пламени в ламинарном потоке $U_н$. Зависимость

$$U_т/U_н = f(\mathrm{Re}),$$

полученная экспериментально, показана на рис. 15.9. На основании обработки экспериментальных значений скоростей распространения турбулентного пламени (ацетилен-, этилен- и пропан-воздушных смесей) исследователями была получена эмпирическая формула

$$U_т = 0{,}18 U_н d^{0{,}26}\,\mathrm{Re}^{0{,}24},$$

где $U_н$ — приведено в см/с, а d — в см.

Зависимость значения $U_т$ от концентрации горючего имеет такой же

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

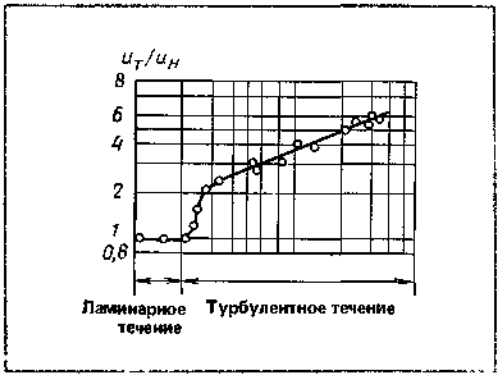


Рис. 15.9. Изменение скорости распространения пламени в зависимости от режима движения газовоздушной смеси — числа Рейнольдса

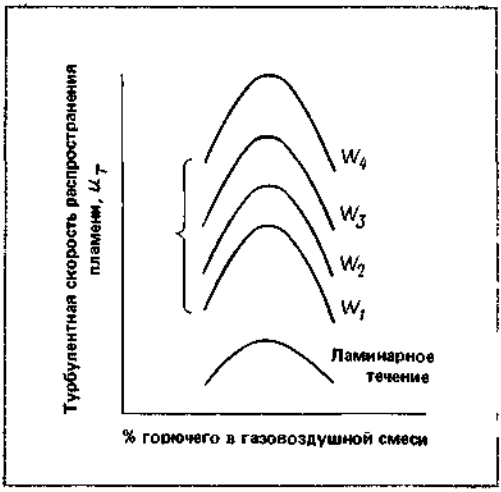


Рис. 15.10. Зависимость турбулентной скорости распространения пламени U_T от концентрации горючего и скорости движения потока W

характер, как и для случая нормального распространения пламени (рис. 15.10). Однако чем больше скорость, тем выше располагаются кривые и соответственно увеличиваются граничные скорости. Очевидно, что при очень больших скоростях разница между максимальной и граничными скоростями распространения пламени будет незначительной, поэтому турбулентная скорость распространения пламени будет весьма мало зависеть от химических свойств смеси.

При турбулентном течении процесс обмена или смешения осуществляется в результате перемещения молярных масс газа, т. е. в результате турбулентной диффузии. Теория турбулентности дает следующую модель потока. Установившийся поток движется со средней скоростью W, а движение отдельных частиц, кроме того, характеризуется пульсационными составляющими скоростями W'. Таким образом, проводится аналогия неупорядоченного движения отдельных турбулентных объемов (молей газа), которые кроме средней скорости потока обладают быстро меняющимися дополнительными скоростями W' с неупорядоченным движением молекул. При поперечном перемещении частица должна пройти определенный путь, чтобы успеть приобрести скорость, соответствующую той точке, в которую она попадет, т. е. чтобы потерять свою индивидуальность. Эту величину называют длиной пути смешивания или масштабом турбулентности и обозначают через l. Третья величина, которой характеризуют процесс турбулентного смешения, называется коэффициентом турбулентного обмена A_T и определяется в м^2/с из выражения

$$A_T = W'l.$$

Коэффициент турбулентного обмена является аналогом коэффициента молекулярной диффузии

$$D = -\frac{1}{3}\bar{\lambda}\bar{C},$$

где $\bar{\lambda}$ — средняя длина свободного пробега молекул, $\bar{C}$ — средняя скорость движения этих молекул

В настоящее время механизм турбулентного распространения пламени полностью еще не решен. Наиболее распространенной и экспериментально подтвержденной является модель поверхностного горения, по которой во всех случаях фронт пламени сохраняется. Основные теоретические представления по распространению турбулентного пламени были разработаны

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Дамкелером и в дальнейшем развиты Щелкиным. Исходя из сравнения масштаба турбулентности l с толщиной ламинарного пламени $h_л$ различают следующие два типа турбулентного пламени (рис. 15.11). Если масштаб турбулентности меньше толщины фронта ламинарного пламени ($l<h_л$), тогда имеет место мелкомасштабная турбулентность, поверхность пламени сохраняется плоской, но приобретает шероховатость, связанную с пульсацией турбулентных молей. Пульсационные скорости увеличивают интенсивность тепло- и массообмена, а следовательно, увеличивают скорость распространения пламени. Нормальная скорость распространения пламени пропорциональна корню квадратному из коэффициента температуропроводности. Проводя аналогию, можно предположить, что турбулентная скорость будет пропорциональна корню квадратному из коэффициента турбулентного обмена, являющегося аналогом коэффициента температуропроводности, диффузии и кинематической вязкости.

К. И. Щелкин предполагает: $A_т = a_м + a_т = a_м + lW'$, т. е. коэффициент турбулентного обмена равен сумме коэффициентов молекулярной $a_м$ и турбулентной $a_т$ температуропроводностей. Отсюда можно получить выражение для скорости турбулентного распространения пламени при мелкомасштабной турбулентности

$$U_т \approx \sqrt{\frac{A_т}{\tau}} = \sqrt{\frac{a_м}{\tau}\left(1+\frac{lW'}{a_м}\right)} =$$

$$= U_н\sqrt{1+\frac{lW'}{a_м}}$$

Таким образом, при мелкомасштабной турбулентности характеристики горения зависят как от кинетических факторов $U_н$, так и от пульсационной скорости W' или от скорости потока. Если значение $a_т \to 0$, процесс приобретает чисто ламинарный характер с нормальной скоростью распространения $U_н$.

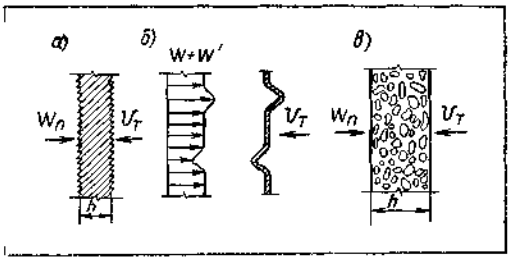


Рис. 15.11. Типы турбулентного пламени *а* — мелкомасштабная турбулентность, *б*, *в* — крупномасштабные турбулентности

При крупномасштабной турбулентности фронт пламени делается очень шероховатым, волнистым, его поверхность как бы покрывается многими бунзеновскими конусами, ширина которых определяется масштабом турбулентности l, а высота — пульсационной составляющей скорости W' (см. рис. 15.11, *б*). С увеличением турбулизации потока фронт может разорваться на отдельные очаги горения и пламя будет представлять собой слой рваных движущихся выгорающих и свежих частиц смеси.

Как отмечалось выше, рассмотренная модель предполагает, что в любой стадии процесс горения имеет поверхностный характер и фронт пламени распространяется с нормальной скоростью $U_н$. Если фронт пламени не разорван, то интенсификация процесса является следствием увеличения поверхности горения. Если фронт разорван и пламя состоит из отдельных горящих молей, то их поверхность представляет собой фронт пламени, который распространяется со скоростью $U_н$. Таким образом, в последнем случае скорость турбулентного горения определяется суммарной поверхностью всех горящих молей, т. е. интенсификация процесса также объясняется увеличением поверхности горения. Это положение отражает следующее соотношение:

$$U_т/U_н = F_{пл}/F_0,$$

где $F_{пл}$ — действительная мгновенная поверхность пламени, F_0 — поперечное сечение потока

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

По разработкам К. И. Щелкина предполагается, что поверхность пламени искривленная и состоит из конусов, высота которых $W'\tau$, а диаметр равен масштабу турбулентности. Время τ равно времени, за которое ламинарное пламя пройдет путь, равный $l/2$. Отношение боковой поверхности конуса высотой $W'l/2U_н$ с диаметром l к площади основания определит отношение поверхностей $F_{пл}/F_0$. К. И. Щелкин дает следующую зависимость:

$$U_т = U_н\sqrt{1+\frac{(W')^2}{U_н^2}}.$$

Учитывая приближенность в расчете поверхности $F_{пл}$, следует написать:

$$U_т = U_н\sqrt{1+B\frac{(W')^2}{U_н^2}}.$$

По опытным данным, B мало отличается от единицы.

При большой турбулентности $W'\gg U_н$ полученное выражение переходит в уравнение

$$U_т \approx W',$$

а при отсутствии турбулентности ($W'=0$) имеем

$$U_т = U_н.$$

Полученная независимость $U_т$ от $U_н$ при развитой турбулентности расходится со сложившимся мнением большинства исследователей, что нормальная скорость распространения ламинарного пламени является существенным фактором для величины $U_т$ даже при очень интенсивной турбулентности. Поэтому за расчетное уравнение принимают следующее соотношение:

$$U_т = U_н\left[1+B_2\left(\frac{W'}{U_н}\right)^n\right].$$

В случае развитой турбулентности пренебрегаем единицей и получаем

$$U_т = A(W)^n U_н^{1-n},$$

т. е. $U_т$ зависит от $U_н$.

Рассмотренная зависимость многократно использовалась различными авторами в экспериментах. В результате для показателя степени получено среднее значение $n=0{,}7$. Эти опыты указывают на превалирующее значение пульсационной скорости на скорость распространения турбулентного пламени. Большое влияние пульсационных скоростей на величины $U_т$ объясняют автотурбулизацией, которая генерируется пламенем и вызывает дополнительные пульсации.

Рассмотрим развитие турбулентного факела в свободном пространстве (рис. 15.14, *а*). В нем можно различить: зону холодной, еще не воспламенившейся газовоздушной смеси — ядро факела *1*; зону воспламенения и горения — видимый турбулентный фронт горения *2*; в этой зоне выгорает основная часть газа (степень выгорания достигает 90%); зону догорания, где завершается процесс горения *3*; границы этой зоны невидимы и их обнаруживают с помощью газового анализа. В соответствии с изложенным длину турбулентного факела можно представить в виде формулы

$$L_ф = L_в + \delta_т + L_д,$$

где $L_ф$ — общая длина факела; $L_в$ — длина холодного ядра факела; $\delta_т$ — толщина турбулентного фронта горения по оси струи; $L_д$ — толщина зоны догорания по оси струи.

Длина холодного ядра факела определяется процессом распространения пламени в струе данной аэродинамической характеристики. С известным приближением можно считать, что

$$L_в \approx Wr/U_т,$$

где W — скорость истечения смеси; r — радиус горения; $U_т$ — турбулентная скорость распространения пламени.

Толщина турбулентного фронта горения по оси струи зависит от турбулентных характеристик пламени (l и W') и горючих свойств газовоздушной смеси. Процесс горения в турбулентном потоке протекает очень быстро и характеризуется большими локальными значениями объемного теплонапряжения, поэтому сократить зону горения $\delta_т$ путем интенсификации процесса весьма затруднительно.

Толщина зоны догорания $L_д$ не зависит от аэродинамики струи, а оп-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ределяется в основном кинетическими свойствами смеси и скоростью потока (временем пребывания). Для смеси определенного состава можно написать

$$L_д = kW,$$

где k — константа.

Из рассмотрения составляющих общей длины факела следует, что сократить его размеры, интенсифицировать процесс горения можно в основном путем воздействия на величину $L_в$. Этого можно добиться уменьшением диаметра выходных отверстий горелки, увеличением скорости турбулентного распространения пламени и периметра зажигания (например, при периферийном зажигании потока путем создания дополнительного очага зажигания на его оси с помощью тела плохо обтекаемой формы).

15.4. Устойчивость горения и стабилизация пламени

При рассмотрении вопроса о горении газовоздушной смеси в ламинарном потоке были даны физическая модель стабилизации бунзеновского пламени на горелке и основное условие устойчивого горения. Ввиду важности вопроса для технических приложений, особенно при проектировании газогорелочных устройств, остановимся подробнее на расчете устойчивости факела при сгорании газовоздушной смеси на горелках как при ламинарном, так и турбулентном режиме. Б. Льюсом и Г. Эльбе была разработана теория критического градиента граничной скорости, объясняющая явления проскока и отрыва пламени от горелки и позволяющая с помощью эксперимента рассчитывать пределы устойчивого горения. Согласно этой теории, проскок пламени происходит в случае касания кривых скоростей потока W и скоростей пламени $U_н$ вблизи стенок трубы. Условие касания определяется следующим равенством:

$$\left(\frac{dW}{dr}\right)_{r\to R} = \left(\frac{dU}{dr}\right)_{r\to R},$$

где r — текущий радиус; R — радиус горелки

При ламинарном течении в трубе поле скоростей параболическое и описывается уравнением

$$W = W_{макс}\left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right),$$

но

$$W_{макс} = 2\bar{W}_{ср},$$

$\bar{W}_{ср}$ — средняя скорость потока, поэтому расход газа Q равен:

$$Q = \pi R^2 \bar{W}_{ср} = \frac{\pi}{2} W_{макс} R^2,$$

отсюда $$W = \frac{2Q}{\pi R^2}\left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right);$$

$$-\text{grad } W = \left(\frac{dW}{dr}\right)_{r\to R} = -\frac{4}{\pi}\frac{Q}{R^3}.$$

Если скорость W или расход Q определены экспериментально при проскоке пламени, тогда можно рассчитать критический градиент, который будет равен:

$$\text{grad } W_{пр} = \frac{4Q_{кр}}{\pi R^3},$$

где grad $W_{пр}$ и $Q_{кр}$ — критические градиенты скорости и расход смеси, соответствующие проскоку пламени.

Если градиент, соответствующий фактическому режиму работы горелки, больше критического, т. е. grad $W >$ $>$grad $W_{пр}$, тогда проскока пламени не будет. Градиент нормальных скоростей при условиях проскока пламени равен критическому градиенту, т. е.

$$-\left(\frac{dU}{dr}\right)_{r\to R} = \frac{4}{\pi}\frac{Q}{R^3}.$$

Величина критического градиента зависит от состава горючей смеси, следовательно, для смеси определенного состава величина $\frac{4}{\pi}\frac{Q}{R^3}$ должна быть постоянной. Предыдущее уравнение можно записать через диаметр отверстия d и скорость смеси W:

$$-\left(\frac{dU}{dr}\right)_{r\to R} = 8\left(\frac{W}{d}\right)$$

Из этого уравнения следует, что для горючей смеси постоянного соста-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ва предельные скорости проскока пламени прямо пропорциональны диаметрам выходных отверстий горелки. Чем больше диаметр горелки, тем выше предельная скорость. Опытные данные достаточно хорошо подтверждают полученные соотношения. Если исходя из скоростей, соответствующих проскоку пламени у горелок различных диаметров, вычислить градиенты (т. е. величины $\frac{4}{\pi}\frac{Q}{R^3}$), то все кривые для горелок разных диаметров удовлетворительно соберутся в одну линию (см. рис. 15.12).

Как отмечалось выше, критические условия, соответствующие проскоку пламени, можно представить равенством локальной скорости потока и нормальной скорости распространения пламени в отдалении от стенки на ширину зоны подогрева газовоздушной смеси. Это условие можно использовать для определения градиента нормальных скоростей:

$$\operatorname{grad} U_{\text{н}} = \frac{dU_{\text{н}}}{dn} = \frac{U_{\text{н}}}{k'\delta} = \frac{U_{\text{н}}}{kh_{\text{ф}}} = \frac{U_{\text{н}}^2}{ka}$$

Здесь знак градиента определяется направлением от стенки, поэтому он записан так: $\frac{dU_{\text{н}}}{dn}$. Приближенное значение градиента определено через δ (см. рис. 15.8), которая в дальнейшем заменена физической шириной пламени (см. рис. 15.4), так как ширина зоны подогрева пропорциональна $h_{\text{ф}}$ (здесь a — коэффициент температуропроводности). Приравнивая градиенты $\operatorname{grad} W = \operatorname{grad} U_{\text{н}}$ и производя некоторые преобразования, получим следующее уравнение, записанное через безразмерные числа Пекле ($\text{Pe} = \frac{Wl}{a}$):

$$\frac{Wd}{a} = \frac{1}{8k}\left(\frac{U_{\text{н}}d}{a}\right)^2$$

или

$$\text{Pe} = \frac{1}{8k}\text{Pe}_{\text{пл}}^2$$

Следовательно, критические условия проскока пламени можно представить в виде связи между числом Pe и числом $\text{Pe}_{\text{пл}}$ пламени. Полученное уравнение хорошо подтверждается экспериментом. Критические условия, соответствующие отрыву пламени, принципиально такие же, что и при оценке проскока пламени. Отрыв пламени также определяется равенством градиентов скоростей на периферии струи вне канала горелки. Но в этом случае как расходы, соответствующие отрыву, так и критические градиенты будут больше. Критические условия отрыва запишутся так:

$$\operatorname{grad} W < \operatorname{grad} W_{\text{отр}},$$

т. е. фактический градиент скоростей у стенки горелки должен быть меньше критического градиента отрыва, который определяется экспериментально по измеренным скоростям W или расходу Q, соответствующим отрыву пламени. Расчет производится по тем же формулам, что и при расчете проскока пламени. Обобщенная безразмерная зависимость представляется так:

$$\text{Pe} = C\text{Pe}_{\text{пл}}^{m}.$$

Для турбулентного потока критический градиент определяется по эмпирической формуле

$$\operatorname{grad} W = 0{,}023\ W^{1{,}8}/(d^{0{,}2}\nu^{0{,}8}).$$

Из сравнения градиента скорости турбулентного пламени с градиентом скорости ламинарного пламени следует, что для турбулентного пламени градиент в большей степени зависит от скорости потока смеси (показатель степени 1,8 вместо 1) и в меньшей степени — от диаметра отверстия (0,2 вместо 1).

Зависимости пределов проскока и отрыва пламени от определяющих параметров, полученные исследователями на основании эксперимента, приведены ниже.

Пределы проскока пламени $W_{\text{пр}}$, выраженные через безразмерные числа Pe, как было показано выше, имеют квадратичную зависимость:

1) при сжигании газа в свободном факеле (при $Q_{\text{н}} = 13{,}82;\ 28{,}77;$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

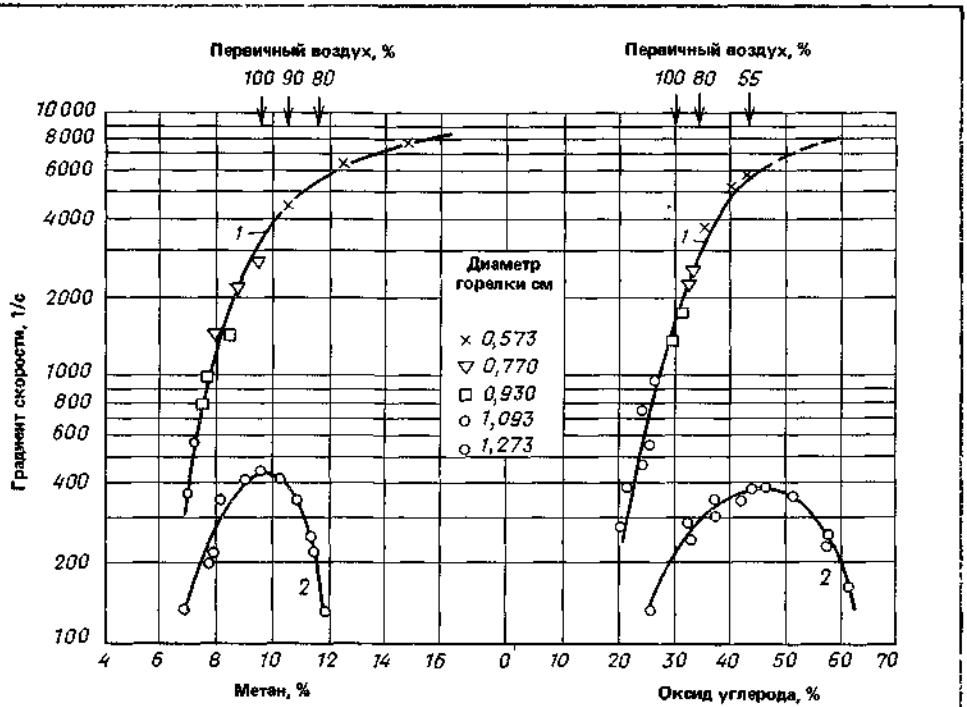


Рис. 15.12. Критические значения градиентов скорости для проскока и отрыва пламени в горелках
1 — область отрыва, *2* — область проскока

34,54 МДж/м^3, $\alpha=1{,}0$) в эжекционных горелках

$$\frac{W_{пр}\,d}{a}=4{,}5\cdot10^{-3}\left(\frac{U_н\,d}{a}\right)^2,$$

при сжигании в дутьевых горелках

$$\frac{W_{пр}\,d}{a}=2{,}8\cdot10^{-3}\left(\frac{U_н\,d}{a}\right)^2$$

Если величина $W_{потока}<W_{пр}$, произойдет проскок пламени внутрь горелки. Эжекционные горелки дают более однородную смесь, чем дутьевые, поэтому область проскока пламени у эжекционных горелок больше;

2) при сжигании газа в топочной камере с керамическим туннелем ($Q_н$=28,77 МДж/м^3, $\alpha=1$) уравнение, определяющее условия проскока пламени, имеет следующий вид:

$$\frac{W_{пр}\,d}{a}=7{,}75\cdot10^{-3}\left(\frac{U_н\,d}{a}\right)^2,$$

где d — диаметр выходного отверстия в туннеле

Пределы отрыва пламени были обработаны также:

1) при сжигании газа в свободном факеле ($\alpha=0{,}6...1{,}2$) и эжекционных горелках предельная скорость отрыва $W_{от}$ определяется следующим соотношением:

$$\frac{W_{от}\,d}{a}=0{,}28\,\alpha^{-3}\left(\frac{U_н\,d}{a}\right)^{1{,}5},$$

а при сжигании газа в дутьевых горелках

$$\frac{W_{от}\,d}{a}=0{,}18\,\alpha^{-3}\left(\frac{U_н\,d}{a}\right)^{1{,}5}$$

Если скорость потока $W_{пот}$ больше предельной скорости отрыва $W_{от}$, тогда произойдет отрыв пламени от горелки. Для эжекционных горелок предел отрыва больше, чем для дутьевых. Лучшая однородность газовоздушной смеси повышает устойчивость пламени против отрыва;

2) при сжигании газовоздушной смеси в туннеле ($\alpha=1{,}0...1{,}6$) условия

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

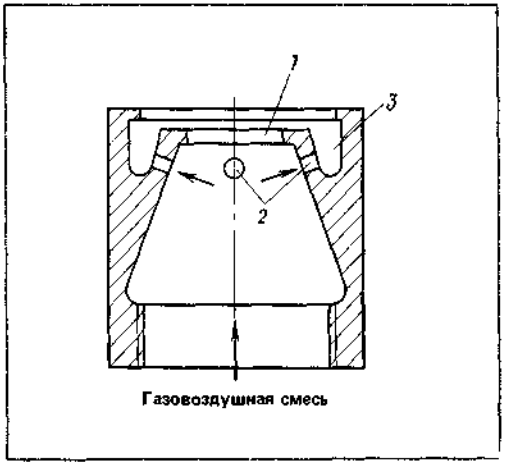


Рис. 15.13. Стабилизация пламени с помощью поджигающего очага *1*— выходное отверстие горелки, *2*— каналы, *3*— кольцевая щель

отрыва пламени определяются уравнением

$$\frac{W_{от}\, d}{a} = 0{,}575 \cdot 10^{2}\, \alpha^{-2} \left(\frac{U_{н} D_{т}}{a} \right)^{1{,}5},$$

где $D_т$ — диаметр туннеля

При рассмотрении устойчивости горения в ламинарном потоке установлено, что пламя сохраняется стабильным, т.е. не проскакивает внутрь горелки и не отрывается от нее в достаточно узком диапазоне скоростей. Для горелок, работающих с полным предварительным смешением газа с воздухом, и при турбулентном течении смеси зона устойчивой работы делается настолько узкой, что обеспечить нормальную работу горелки можно только с применением приемов искусственной стабилизации. Задача искусственной стабилизации пламени складывается из борьбы с проскоком и борьбы с отрывом пламени.

Как отмечалось выше, проскок пламени определяется условиями движения потока и теплообмена внутри горелки, на выходе из нее. Для предотвращения проскока пламени необходимо увеличить градиент скоростей потока у границ стенок и уменьшить градиент нормальных скоростей распространения пламени вблизи стенок горелки. Первое требование достигается увеличением скорости выхода газовоздушной смеси и максимальным выравниванием выходного поля скоростей из горелки.

Выравнивания выходного поля скоростей на выходе из горелки достигают поджатием потока с помощью конфузоров. Уменьшить градиент нормальных скоростей у стенки можно увеличением интенсивности теплоотвода в стенки горелки. Для этого головки горелки следует выполнять с воздушным или водяным охлаждением. Охлаждающее действие стенок растет с уменьшением диаметра отверстия, поэтому установка на выходе из горелки сетки с малыми ячейками или пакета, состоящего из близкорасположенных пластинок, способствует предотвращению проскока пламени. Для предотвращения отрыва пламени необходимо предусмотреть поджигающий очаг вне горелки на ее выходе. Его можно создать при помощи искусственного, непрерывно действующего зажигателя, созданием заторможенных зон или путем возврата раскаленных продуктов горения к корню факела. В качестве зажигателей могут быть использованы непрерывно действующая искра, раскаленное тело или пламя дополнительной горелки.

Прием стабилизации пламени с помощью поджигающего очага показан на рис.15 13. Часть горючей смеси до истечения их выходного отверстия горелки *1* ответвляется через каналы *2* в кольцевую щель *3* и образует спокойное пламя по периферии основного потока, которое ввиду малых выходных скоростей не отрывается от горелки при увеличении производительности последней. Таким способом удается стабилизировать пламя в турбулентном потоке. При введении в поток газовоздушной смеси тела плохо обтекаемой формы вблизи стенок этого тела поток тормозится и за ним создается зона медленного течения, а при больших поперечных размерах стабилизатора — зона возвратного движения продуктов горения. В заторможенных зонах имеются участки, где ско-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

рость распространения пламени равна скорости потока. Эти участки обеспечивают стабилизацию пламени.

Наибольшее распространение получила стабилизация пламени с помощью туннелей и тел плохо обтекаемой формы, обеспечивающих возникновение зон с рециркуляцией раскаленных продуктов горения. Схема стабилизации пламени в туннельной горелке показана на рис.15.14. Газовоздушная смесь выходит из горелки *1* в туннель *3*, где образует факел *2* Вследствие эжектирующего действия факела к его корню подсасываются раскаленные продукты горения, создается зона возвратного их движения, образуя устойчивый очаг зажигания. У открытого пламени к корню подсасывается холодный воздух. Это ухудшает условия зажигания. С ростом скорости интенсивность подсоса холодной среды увеличивается, что приводит к нарушению устойчивого периферийного зажигания

Если горение протекает внутри туннеля достаточной длины, то факел перекрывает сечение туннеля, горение устойчивое. Если туннель короткий и факел перекрывает часть его сечения, в туннель засасывается холодный газ из окружающей среды и горение срывается Отрыв пламени у горелок предварительного смешения с огнеупорными туннелями происходит в том случае, когда нарушается тепловой баланс на поверхности контакта между холодной струей и зажигающими раскаленными продуктами горения. Условия воспламенения здесь аналогичны условиям вынужденного зажигания с той только разницей, что в этом случае процесс развивается в движущейся среде, а роль источника зажигания выполняют раскаленные продукты горения.

Действительно, условия воспламенения здесь сводятся к равенству конвективного теплового потока, воспри-

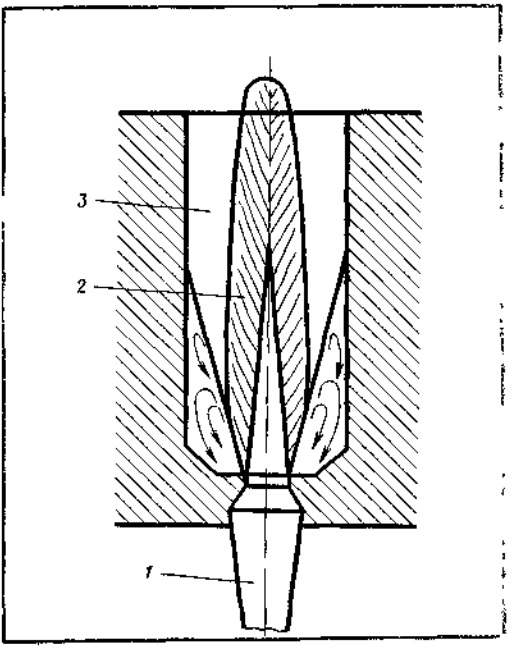
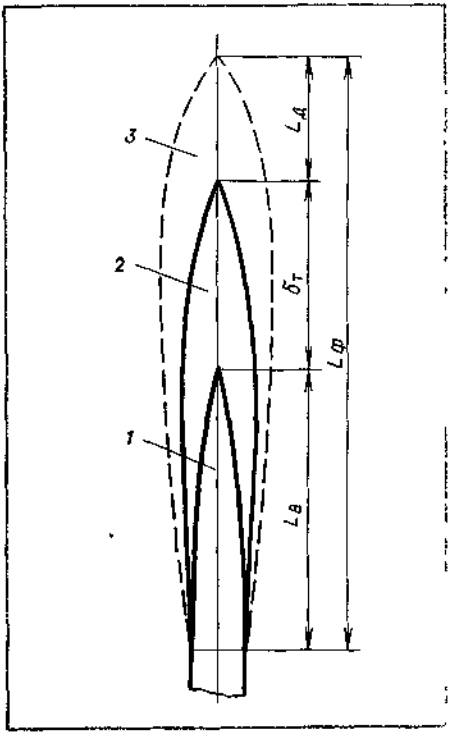


Рис. 15 14. Стабилизация пламени в туннеле горелки *1* горелка, *2*— факел, *3* – туннель



→

Рис. 15.14,*а*. Турбулентный факел в свободном пространстве *1*—ядро факела *2*—видимый турбулентный фронт горения *3*—зона завершения горения

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

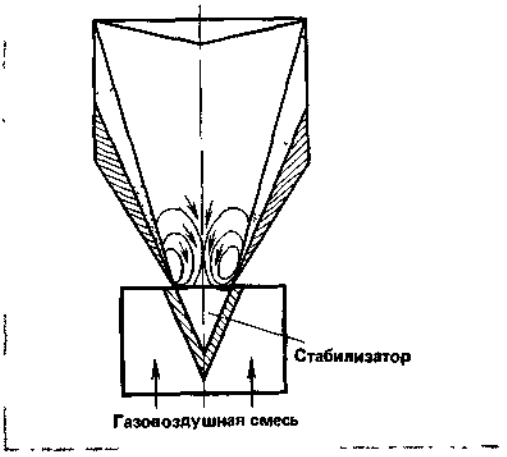


Рис. 15.15. Стабилизация пламени телом V-образной формы

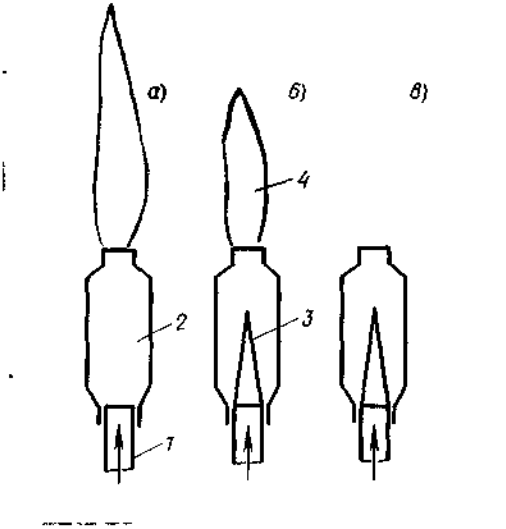


Рис. 15.16. Схема атмосферной горелки с сепаратором. Концентрация горючего в смеси газа с первичным воздухом
а — выше верхнего предела воспламенения, *б* — ниже верхнего предела, но выше стехиометрической концентрации, *в* — равная или ниже стехиометрической концентрации, *1*— горелка, *2*—кварцевый сепаратор пламени, *3*— внутренний конус пламени, *4*— наружный конус пламени, отделенный от внутреннего

нимаемого холодной смесью и распространяющегося от продуктов горения, тепловому потоку, возникающему вследствие выделения теплоты реакциями горения в узкой зоне газа, непосредственно примыкающей к зажигающим продуктам горения. Этот тепловой поток оказывается способным самостоятельно, за счет собственной теплоты реакций, компенсировать теплоотвод в холодную горючую смесь и тем самым обеспечивает устойчивость процесса воспламенения. Если стенки туннеля не раскалены, то увеличиваются потери теплоты от продуктов горения в окружающую среду, их температура падает и они оказываются неспособными поджечь горючую смесь. Роль раскаленных стенок в зажигании потока очень велика, поэтому для повышения температуры стенок нужно достаточно хорошо теплоизолировать камеру, в которой протекает процесс горения.

Работа стабилизаторов, представляющих собой тела плохо обтекаемой формы, по принципу действия близка к процессу стабилизации пламени в тюннельных горелках. Разница заключается в том, что в туннеле зажигание горючей смеси осуществляется с периферии корневой части факела, а в осесимметричных стабилизаторах раскаленные продукты циркулируют внутри газовоздушной струи В этом случае потери теплоты от зажигающих продуктов горения в окружающую среду отсутствуют, что улучшает условия воспламенения смеси.

Как показывают исследования, наилучшие результаты получаются при размещении в потоке горючей смеси V-образных тел плохо обтекаемой формы. Схема работы V-образного стабилизатора, установленного в центре турбулентного потока, показана на рис. 15.15. Воспламенение смеси происходит по периметру конического стабилизатора, вблизи которого поток заторможен, а позади циркулируют раскаленные продукты горения. Кривые предельных скоростей, соответствующих отрыву пламени от осесимметричных стабилизаторов, в зависимо-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

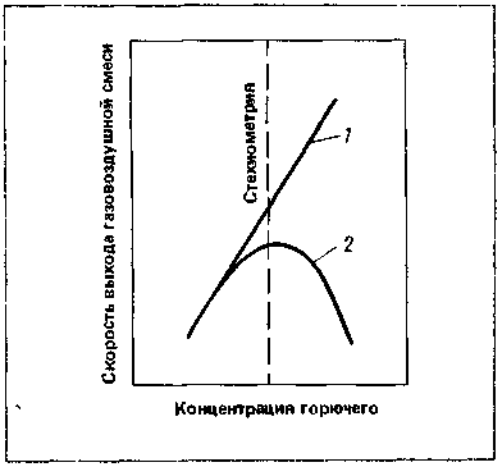


Рис. 15.17. Изменение предельных скоростей отрыва пламени для газовоздушной смеси разного состава в зависимости от контакта пламени с окружающим воздухом
1 — отрыв пламени у атмосферных горелок; *2* — отрыв пламени у горелок с сепараторами

сти от состава газовоздушной смеси имеют куполообразную форму, соответствующую кривой изменения скоростей распространения пламени. Это объясняется тем, что в зону зажигания не засасывается воздух из окружающей среды и скорость распространения пламени определяется первоначальным составом смеси, так как в данном случае зона воспламенения представляет собой замкнутое пространство. Аналогичная картина стабилизации пламени наблюдается при работе атмосферной горелки с сепаратором (рис.15.16.).

Изменение предельных скоростей отрыва пламени для газовоздушной смеси разного состава в зависимости от контакта пламени с окружающим воздухом показано на рис.15.17. Когда концентрация горючего небольшая (т.е. количество воздуха больше теоретически необходимого), кривые отрыва пламени для атмосферной горелки и горелки с сепаратором совпадают. Это объясняется тем, что с уменьшением процента горючего скорость распространения пламени падает, мощность зажигающего пояса уменьшается, в результате уменьшается и предельная скорость, соответствующая отрыву пламени. С ростом процента горючего в смеси устойчивость пламени атмосферной горелки непрерывно растет, а кривая пределов отрыва пламени для горелки с сепаратором начинает падать, так как последний нарушает контакт пламени с атмосферным воздухом и придает кривой отрыва вид, соответствующий кривой скорости распространения пламени. При наличии контакта с окружающим воздухом он диффундирует в поток богатой горючей смеси, разбавляет ее и образует мощный кольцевой зажигающий пояс.

15.5. Диффузионное пламя

Под диффузионным горением понимают горение газа, предварительно не перемешанного с воздухом. Примером диффузионного пламени может служить свободный газовый факел, т.е. струя газа, горящего в воздухе. В этом случае смесеобразование происходит не заранее в специальном смесителе, а в том же пространстве, где протекает процесс горения, непосредственно перед воспламенением газа. При ламинарном потоке поступление кислорода из окружающей среды к горящей струе осуществляется за счет молекулярной диффузии, а при турбулентном потоке — за счет турбулентной диффузии. Процесс смешения газа с воздухом протекает значительно медленнее, чем химические реакции, поэтому скорость диффузионного горения определяется скоростью диффузионного переноса кислорода. Ввиду большой скорости горения толщина пламени оказывается весьма незначительной.

Несколько упрощенная схема диффузионного открытого пламени показана на рис.15.18. В невозмущенном ядре начального участка движется поток чистого газа $\alpha=0$, который постепенно сходит на нет. Факел окружен неподвижной воздушной средой ($\alpha = \infty$). Между этими областями на-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

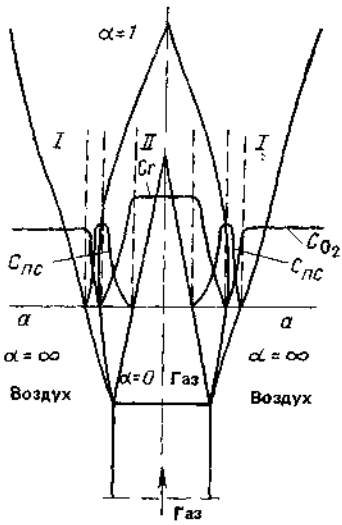


Рис. 15.18. Схема диффузионного пламени *I* — внешняя зона смешения (продукты сгорания+воздух), *II* — внутренняя зона смешения (продукты сгорания+газообразное топливо), C_{O_2} — концентрация кислорода, $C_{пс}$ — концентрация продуктов сгорания

ходится зона смешения, в которую снаружи диффундирует кислород, а изнутри — газ. Поля концентраций газа, кислорода и продуктов сгорания показаны в произвольном сечении $a - a$. Концентрация кислорода постепенно снижается в направлении от зоны спокойного воздуха к поверхности пламени, а концентрация горючего газа уменьшается в противоположном направлении от невозмущенного ядра наружу к поверхности пламени. Фронт пламени автоматически устанавливается на поверхности, где имеет место стехиометрическое соотношение между концентрациями газа и воздуха. Это вытекает из следующих соображений.

Если первоначальное воспламенение возникает в зоне, где величина $\alpha < 1$, то несгоревшие частицы газа продолжают диффундировать навстречу кислороду до полного сгорания, тем самым передвигая фронт пламени к поверхности, где $\alpha = 1$. Если же первоначальное воспламенение возникает в зоне $\alpha > 1$, то избыточный кислород продолжает диффундировать навстречу топливу, пока не израсходуется на его горение, опять передвигая фронт пламени к поверхности с величиной $\alpha = 1$. Максимум поля концентраций продуктов сгорания будет соответствовать поверхности с величиной $\alpha = 1$. В обе стороны от этой поверхности как внутрь, к ядру факела, так и наружу концентрации будут уменьшаться. Зона смешения между областями чистого газа и чистого воздуха будет разделена поверхностью при $\alpha = 1$ на две зоны: внутреннюю и наружную.

Во внутренней зоне будут находиться газ и продукты сгорания, которые диффундируют навстречу друг другу, а во внешней зоне — смесь продуктов сгорания и воздуха. К фронту горения будут двигаться два встречных диффузионных потока: поток кислорода через наружную зону смешения и поток газа через внутреннюю зону. Остроконечная форма пламени объясняется тем, что газ, движущийся по оси факела, встречается с кислородом через максимальный интервал времени, так как последнему приходится пройти через самую толстую часть зоны смешения, а за это время газ успевает проделать наибольший путь.

При турбулентном режиме диффузия становится молярной, пламя делается укороченным, а его границы приобретают размытый характер. Вследствие некоторой неоднородности смеси процесс горения часто полностью не заканчивается во фронте пламени и продукты неполного сгорания попадают в зону I (см.рис.15.18.). Здесь они догорают не полностью, так как часть этих продуктов, попавшая в низкотемпературные области факела, гореть не может. В силу этого сжигание газа в открытых факелах обычно сопровождается некоторой химической неполнотой сгорания. Устранить ее можно интенсификацией процесса смешения газа и воздуха.

Ламинарный поток углеводородных газов, горящий в атмосфере воздуха, дает светящееся пламя. Это

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

свойство пламени объясняется тем, что газ, подогреваемый в предпламенной зоне, при отсутствии кислорода подвергается термическому разложению с образованием более простых веществ, в том числе атомарного углерода, который после агломерации образует мельчайшие частицы сажи. Разогретые частицы сажи дают характерное ярко-желтое свечение и значительно повышают степень черноты факела. Свечение пламени можно ослабить или полностью исключить, если до сжигания к газу подмешать некоторое количество первичного воздуха; уже при коэффициенте первичного воздуха около 0,4 пламя будет несветящимся.

Переход от ламинарного режима к турбулентному для диффузионного пламени качественно показан на рис.15.19. Отношение длины диффузионного факела к его ширине $l_ф/b_ф$ пропорционально отношению скорости потока к скорости диффузии $W_п/W_{диф}$. Это положение можно получить из сравнения времен движения потока до вершины пламени и диффузии кислорода к вершине. Время движения потока $\tau \approx l_ф/W_п$, время диффузии кислорода $\tau \approx b_ф/2W_{диф}$.
Времена равны, следовательно:

$$l_ф/b_ф = W_п/W_{диф}.$$

В области ламинарного режима с возрастанием скорости потока будет увеличиваться и длина факела, так как скорость молекулярной диффузии остается постоянной. В переходной области скорость диффузии будет расти, так как молекулярная диффузия переходит в диффузию турбулентную, в связи с чем длина факела уменьшается. При турбулентном режиме скорость турбулентной диффузии станет пропорциональной скорости потока, что приведет к постоянству относительной длины диффузионного факела. Высказанное положение находит практическое подтверждение для горелок малого диаметра.

При больших диаметрах длина факела несколько увеличивается с ростом скорости потока. Это отклонение можно объяснить следующим образом. Весь факел по длине можно разбить на два неравных участка. В первом, бо́льшем, участке происходит турбулентное смешение и выгорание основной части газа. Длина этого участка не зависит от скорости потока. Второй участок представляет собой зону догорания, в которой процесс смешения в основном определяется молекулярной диффузией, и длина этого участка зависит от скорости потока. Кроме того, процесс замедляется пониженными концентрациями горючего и кислорода, что приводит к удлинению факела. Длину диффузионного пламени рекомендуется определять по формуле С. Н. Шорина и О. Н. Ермолаева. Для смешанного газа при значении $Q_н$=28.. 29 МДж/м^3

$$l_ф/d = 56{,}3\, Fr^{0{,}125}\left(\frac{\nu}{D}\right)^{0{,}5},$$

для сжиженного газа при $Q_н$= =91 МДж/м^3

$$l_ф/d = 56{,}3\, Fr^{0{,}160}\left(\frac{\nu}{D}\right)^{0{,}5};$$

где $l_ф$ — длина факела, d — диаметр выходного отверстия, $Fr=\frac{W_г^2}{gd}$ — число Фруда, $W_г$ — скорость истечения газа, g — ускорение свободного падения, ν — кинематическая вязкость при температуре окружающей среды, D — коэффициент молекулярной диффузии при температуре газа на выходе из отверстия

Число Фруда учитывает влияние подъемной силы на длину вертикального факела.

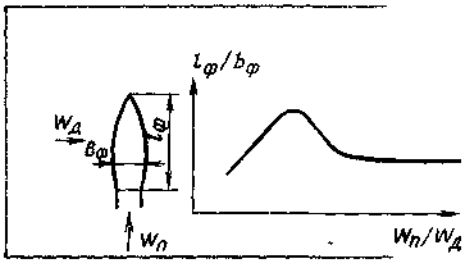


Рис. 15.19. Переход ламинарного режима в турбулентный для диффузионного пламени

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Диффузионное пламя сохраняет стабильность не при всех значениях скоростей. При достижении определенной величины скорости истечения происходит отрыв пламени. Скорость отрыва пламени зависит от свойств газа и условий его сжигания и изменяется в широких пределах (15...300 м/с). С уменьшением диаметра горелки скорость отрыва пламени уменьшается. Предотвратить отрыв пламени можно введением в поток стабилизаторов.

15.6. Образование токсичных веществ при сжигании газа

При сжигании различных видов топлива могут образовываться вещества, загрязняющие воздушный бассейн: зола, сажа, оксиды серы, оксид углерода, оксиды азота, ароматические и канцерогенные вещества (бензапирен). С ростом промышленности увеличивается потребление топлива, а также количество выбрасываемых в атмосферу твердых взвесей, токсичных и канцерогенных веществ. Поэтому проблема защиты воздушного бассейна от загрязнений является одной из наиболее острых проблем современности.

Оксид углерода очень токсичен: попадая в легкие, он соединяется с гемоглобином крови и кровь теряет способность усваивать кислород. В связи с тем что способность крови воспринимать оксид углерода в 200 раз больше, чем способность воспринимать кислород, то даже малые концентрации оксида углерода опасны. По санитарным нормам, предельно допустимая концентрация CO в воздухе рабочей зоны составляет 20 мг/м^3, а при использовании газа для коммунально-бытового потребления — 2 мг/м^3. Оксид углерода образуется при неполном сгорании газа.

В пламени, в зоне высоких температур, при наличии кислорода азот воздуха соединяется с ним, образуя оксид NO, представляющий собой токсичное вещество. При температурах 1500...1800°С концентрации NO могут быть значительными. Горячие газы, выбрасываемые в атмосферу, охлаждаются, и значительная часть NO превращается в диоксид азота NO_2; оксиды азота оказывают вредное действие на органы дыхания человека, вызывают раздражающее действие на легкие, приводящее к развитию отека легких. При значительных концентрациях (более 0,054 мг/л) имеют место тяжелые отравления, вплоть до смертельного исхода. Вредное воздействие объясняется соединением оксидов азота с влагой дыхательных путей и образованием азотистой и азотной кислоты. По степени воздействия на организм человека оксиды азота относятся к высокоопасным веществам. Предельно допустимая концентрация диоксида азота в рабочей зоне составляет 5 мг/м^3. При одинаковой концентрации оксиды азота более вредны, чем оксид углерода.

Канцерогенные вещества относятся к ароматическим полициклическим углеводородам, наиболее распространенным и сильно действующим из которых является бензапирен ($C_{20}H_{12}$). Канцерогенные вещества способствуют раковым заболеваниям. Они образуются при неполном сжигании твердого и жидкого топлива.

При полном сжигании природного газа можно исключить образование бензапирена.

Одним из эффективных средств борьбы с загрязнением воздушного бассейна городов является замена твердого и жидкого топлива природным газом. При сжигании газа не образуются твердые частицы. Если природный газ содержит сероводород, то его обязательно очищают от сероводорода, исключая возможность образования оксидов серы при сжигании. В настоящее время созданы и внедрены такие конструкции газогорелочных устройств, которые дают возможность полностью сжигать газовое топливо и уменьшить содержание CO в уходящих газах до допустимой нормы. Основными загрязнителями воздушного бассейна, которые сохраняются и при

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

сжигании газа, являются оксиды азота. Однако при соответствующей организации процесса сжигания газообразного топлива можно существенно снизить количество образующихся оксидов азота.

Рассмотрим условия образования оксидов азота и способы снижения их концентрации в продуктах сгорания. Оксид азота NO образуется в зоне высоких температур при наличии свободного кислорода. При низкой температуре до 1000...1300°С наблюдается небольшое образование оксида азота. Более высокие температуры характерны для топочных камер котлов и промышленных печей. Таким образом, газы, уходящие из высокотемпературных топок, являются одними из основных загрязнителей окружающего воздуха оксидами азота.

Природный газ не содержит азота. Оксиды азота образуются из азота, содержащегося в воздухе, участвующем в процессе горения. Кинетика образования NO при горении была изучена академиком Я.Б.Зельдовичем. Им доказана термическая природа реакций окисления азота, имеющих цепной механизм и идущих через атомарный кислород. Схема цепной реакции имеет следующий вид. Инициирование атомарного кислорода происходит в результате термической диссоциации O_2:

$$O_2 + M \rightleftarrows O + O - M;$$

атомарный кислород ложится в основу цепи реакций:

$$O + N_2 \rightleftarrows NO + N;$$
$$N + O_2 \rightleftarrows NO + O.$$

Наряду с реакцией диссоциации кислорода протекает реакция рекомбинации атомарного кислорода (реакция обрыва цепи)

$$O + O + M \rightleftarrows O_2 + M.$$

Суммарная реакция имеет вид

$$N_2 + O_2 \rightleftarrows 2NO$$

со следующими значениями энергии активации: прямая реакция $E_1 = 540$ кДж/моль, обратная реакция $E_2 = 360$ кДж/моль. Высокая энергия активации образования оксида азота показывает, что основная масса NO получается в интервале высоких температур. Из работ Я.Б.Зельдовича следует, что ввиду термического характера реакции окисления азота она не зависит от протекающих реакций горения. При горении подготовленных смесей и малой толщине фронта горения реакции образования NO протекают после окончания реакций горения топлива. При горении газа в турбулентном факеле зона горения имеет определенную протяженность и образование NO имеет взаимную связь с изменением концентраций и температур, т.е. косвенно связано с процессом горения. Экспериментально было установлено, что концентрация NO вырастает от начала горения в факеле до зоны максимальных температур и основной ее рост наблюдается в интервале температур, расположенном с двух сторон максимальной температуры. В результате исследования горения различных топлив в топках энергетических и отопительных котлов, проведенных в Институте газа АН УССР, было установлено, что содержание NO в продуктах горения не зависит от вида сжигаемого топлива.

Рассмотренный выше процесс образования оксидов азота протекает во времени и характеризуется равновесной концентрацией C_{NO}, которая устанавливается, если длительность процесса соответствует длительности установления химического равновесия. Равновесная концентрация определяется уравнением

$$C_{NO} = 4{,}6\sqrt{C_{N_2} C_{O_2}} \cdot e^{-\frac{21\,500}{RT}},$$

где C_{NO}, C_{N_2}, C_{O_2}—концентрация оксида азота, азота и кислорода

Равновесная концентрация оксида азота растет с ростом температуры и концентрации кислорода в зоне образования NO. Концентрация кислорода определяется его избыточным количеством (зависящим от величины α) и необходимым количеством для окисления промежуточных компонентов CO

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

и H_2 в этой зоне. Концентрация NO, соответствующая равновесию реакции, является максимальной при данной температуре T. Время $\tau_р$ достижения равновесия определяют из выражения

$$\tau_р = \frac{2{,}06 \cdot 10^{-12}}{\sqrt{\eta C_{N_2}}} e^{-\frac{53\,750}{T}},$$

где $\eta = \rho/\rho_0$ — отношение плотности среды в зоне реакции к плотности исходной среды, T — температура в зоне реакции

Время достижения равновесия при сжигании стехиометрической смеси природного газа с воздухом, рассчитанное по вышеприведенной формуле, с изменением температуры от 1700 до 2000К изменяется от 140 до 1с. Время пребывания реагирующей смеси в зоне высоких температур (при горении в туннеле или топке) составляет 0,03... 0,4с, т.е. существенно меньше времени достижения равновесия. Недостаток времени приводит к незавершению образования оксидов азота, в результате чего фактические концентрации NO в продуктах горения составляют 0,05...0,1 от равновесных концентраций.

Средние концентрации оксидов азота в продуктах горения промышленно-отопительных котлов, газогорелочные и топочные устройства которых не подвергались реконструкции в целях снижения $N_x O_y$, составляют 0,2... 0,3 г/м^3. Из приведенных данных по образованию оксидов азота при горении газа можно сделать вывод, что основными факторами, влияющими на выход NO, являются: концентрации кислорода и азота в зоне высоких температур, температуры при образовании NO и время пребывания реагирующей смеси в зоне образования NO.

Влияние концентрации кислорода и азота на образование NO может быть охарактеризовано избытком воздуха в топке $\alpha_т$. Максимальный выход NO соответствует области избытка воздуха в топке $\alpha_т \approx 1{,}2$. Наличие максимума объясняется тем, что увеличение концентрации кислорода способствует более активному протеканию процесса окисления азота, но вместе с тем при увеличении значения $\alpha_т$ температура в зоне горения понижается, в результате чего интенсивность образования NO уменьшается. При величине $\alpha_т > 1{,}2$ последний фактор оказывает большее влияние, что приводит к уменьшению выхода NO. Сжигание газа при малых коэффициентах избытка воздуха $\alpha_т = 1{,}02...1{,}05$ позволяет снизить содержание в продуктах горения оксидов азота.

Температурный уровень процесса определяется в значительной мере тепловым напряжением объема камеры сгорания. С увеличением тепловых нагрузок температура в топке растет и при прочих равных условиях увеличивается количество оксидов азота в продуктах сгорания. Отмеченные выше положения были неоднократно подтверждены экспериментально многими исследователями.

Учитывая неравномерность как в физических процессах образования смеси и ее подогрева, так и температурную неравномерность в горящем факеле, следует особое внимание уделять отсутствию в объеме топки локальных зон с максимальными температурами и концентрациями кислорода, ибо в этих зонах и происходит наиболее интенсивное образование окислов азота. Лучшая отдача теплоты из факела снижает его температуру и тем самым уменьшает интенсивность образования NO.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Глава 16.
Газовые горелки и их основные характеристики

16.1. Классификация газовых горелок

Процесс горения газа состоит из трех последовательно протекающих стадий. Первая стадия представляет собой процесс смесеобразования, в результате которого обеспечивается физический контакт между топливом и окислителем. Вторая стадия — это подогрев смеси до температуры воспламенения. Третья стадия — химическая, в этой стадии протекают реакции горения газа. При сжигании заранее приготовленной газовоздушной смеси суммарная скорость процесса будет определяться скоростью подогрева и горения смеси. В этом случае стадия смесеобразования исключена, и горение протекает по кинетическому принципу.

Приготовленная смесь должна иметь однородный состав с некоторым избытком воздуха ($\alpha>1$). Таким образом, процесс кинетического горения определяется свойствами горючей смеси: энергией активации, концентрацией реагирующих веществ, коэффициентами теплопроводности и температуропроводности, т. е. физическими и кинетическими свойствами газовоздушной смеси. При горении в ламинарном потоке эти свойства полностью определяют интенсивность процесса. При горении в турбулентном потоке на суммарную скорость процесса начинают влиять турбулентные его характеристики, которые зависят от скорости потока, причем тем в большей степени, чем сильнее турбулизация потока. Кинетический процесс горения характеризуется малой устойчивостью, поэтому при сжигании газа таким способом необходимо применять приемы искусственной стабилизации фронта воспламенения.

Если газ и воздух предварительно не перемешивают, а подают в горелку раздельно, смесеобразование протекает одновременно с горением, и скорость процесса горения в целом определяется скоростью течения физической стадии, т.е. скоростью смесеобразования, ибо в этом случае «узким» местом процесса будет возникновение контакта между газом и воздухом. Такую область горения называют диффузионной, так как необходимый для процесса горения контакт между газом и воздухом осуществляется за счет молекулярной или турбулентной диффузии.

При сжигании газа по диффузионному принципу процесс смесеобразования совмещается с процессом горения в единую поточную систему. Как только достигается контакт между газом и воздухом и образуется горючая смесь необходимого состава, сразу же начинается процесс горения. При высоких температурах, господствующих в топочном пространстве, скорость химических реакций несоизмеримо больше скорости процесса смесеобразования, поэтому суммарная скорость процесса в целом определяется скоростью образования горючей смеси. Таким образом, скорость диффузионного горения определяется аэродинамическими, диффузионными факторами и практически не зависит от физических и кинетических свойств смеси.

Рассмотренные два способа организации процесса горения газа являются крайними случаями, так как при кинетическом горении равномерная газовоздушная смесь приготовляется заранее, а при чисто диффузионном горении смесь заранее не приготовляется и искусственно не интенсифицируется, а протекает за счет естественных процессов молекулярной или турбулентной диффузии. Между этими крайними

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

способами располагается множество процессов организации горения по диффузионно-кинетическому принципу, когда процесс смесеобразования интенсифицируется специальными приемами. При максимальной интенсификации смесеобразования в горелке до выхода в топку можно предельно приблизиться к кинетическому процессу и, наоборот, максимально затягивая смесеобразование и перенося его в топку, можно получить предельно вытянутый, чисто диффузионный факел. Таким образом, диффузионно-кинетическое горение можно рассматривать как общий случай, границы которого будут представлены чисто кинетическим или чисто диффузионным горением. Достоинством диффузионно-кинетического метода сжигания газа является возможность регулирования процесса в широком диапазоне.

Для повышения интенсивности процесса смесеобразования применяют следующие основные способы:

а) струйная подача газа в прямой поток воздуха под прямым или близким к прямому углом. Если располагать струйки газа на определенном расстоянии до выхода в топку, можно добиться близкого к завершению процесса смесеобразования до поступления потока в зону горения, короткого и прозрачного факела;

б) закручивание воздушного потока при струйной подаче газа повышает интенсивность смесеобразования, раскрывает факел и сокращает его длину;

в) наивыгоднейшее расположение струек газа, выбор их размеров и отыскание оптимальных скоростей газа и воздуха позволяют получить факел требуемых характеристик. Оптимизация скоростей в спутных потоках газа с воздухом также позволяет получить желаемую интенсивность смесеобразования;

г) интенсивность смесеобразования можно повысить искусственной турбулизацией потоков.

Интенсификация смесеобразования приближает горение к кинетическому способу, и факел делается менее устойчивым. Диффузионный процесс горения характеризуется бо́льшей устойчивостью, чем кинетический, однако при больших форсировках и при диффузионном горении приходится применять искусственные приемы стабилизации фронта горения.

Находит применение и двухступенчатый принцип сжигания газа, когда горелка обеспечивает предварительное смешение газа только с частью необходимого воздуха, а остальной воздух поступает непосредственно к факелу. В этом случае кинетически выгорает только часть газа, смешанная с первичным воздухом. Оставшаяся часть газа, разбавленная продуктами горения, выгорает за счет кислорода вторичного воздуха, т.е. по диффузионному принципу. В частности, такой метод сжигания используется в атмосферных горелках. Факельное горение можно легко регулировать изменением коэффициента первичного воздуха. Так, уменьшая коэффициент первичного воздуха до нуля, можно перейти к чисто диффузионному горению, а увеличивая его до единицы, можно обеспечить сжигание газа по кинетическому принципу.

Все стадии процесса горения (смесеобразование, подогрев и горение) осуществляются в газовой горелке и в камере горения. Основные функции газовой горелки сводятся к подаче газа и воздуха в топку, смесеобразованию, стабилизации фронта воспламенения, обеспечению требуемой интенсивности процесса горения газа и минимальных концентраций токсичных газов в продуктах горения.

Для смешения газа с воздухом горелка имеет *смесительное устройство*. Если горение осуществляется по кинетическому принципу, то смеситель представляет собой самостоятельный элемент, в котором приготовляется однородная газовоздушная смесь. Обычно это эжекционное устройство. При сжигании газа по диффузионно-кинетическому способу приготовление газовоздушной смеси начинается в горелке. Процесс смешения протекает в результате внедрения струй газа в

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

поток воздуха. Степень завершения процесса зависит от принятых параметров горелки. При активном смешении можно получить практически кинетический факел. Если смесеобразование не активизуется и начинается за пределами горелки — в топке, тогда горение газа будет протекать по диффузионному методу. В этом случае горелка создает только необходимые условия для смесеобразования и управляет им лишь путем воздействия на выходящие потоки газа и воздуха; сам же процесс смешения полностью происходит в топочной камере.

Другим элементом горелки является *головка*. Она обеспечивает выход газовоздушного потока в топочную камеру или воздушное пространство. Основное назначение головки — стабилизировать фронт воспламенения уже готовой или только что образовавшейся горючей смеси у устья горелки и предотвратить проскок и отрыв пламени.

Третий элемент горелки (огневая часть) представляет собой *амбразуру* или *туннель*, где частично или полностью протекает процесс горения. Огневая часть горелки одновременно служит и составной частью топочной камеры. Огневое устройство горелки создает устойчивый очаг зажигания и стабилизирует процесс горения, предотвращая отрыв пламени. Горелка может не иметь огневого устройства, в этом случае устойчивость факела полностью обеспечивается головкой, а сам факел располагается непосредственно в топке или в открытом пространстве. Строгого разграничения функций между отдельными элементами горелки, а также между горелкой и топкой провести нельзя, так как ряд операций выполняется совместно горелкой и топкой.

Интенсивность работы топочного устройства характеризуется двумя показателями: форсировкой и тепловым напряжением объема топки. Форсировка или тепловое напряжение поперечного сечения топки Q/F (Вт/м^2) определяет производительность газогорелочной системы, которая в конечном счете зависит от стабилизации фронта воспламенения. Именно возможности стабилизации процесса определяют предельные форсировки горелки. Тепловое напряжение объема топки Q/V (Вт/м^3) определяет компактность топочного устройства и зависит от скорости горения газа. Таким образом, оба показателя, взаимно дополняя друг друга, суммарно характеризуют интенсивность работы горелочного и топочного устройства.

Основным свойством горелки является осуществляемый ею метод сжигания газа, который в значительной мере зависит от степени подготовленности горючей смеси, выходящей из головки горелки. Именно этот признак следует рассматривать как основной и использовать для классификации горелок. По методу сжигания газа горелки можно разделить на четыре группы.

1) *горелки полного предварительного смешения*, работающие по кинетическому принципу;

2) *горелки предварительного смешения газа с частью воздуха, необходимого для горения*. У горелок этого типа газ смешивается с первичным воздухом до поступления в зону горения. В зоне высоких температур сразу начинается процесс горения газа, обеспеченного первичным воздухом. Вторичный воздух поступает из окружающей среды у горелок с открытым пламенем — атмосферных. У этих горелок реализуется бунзеновское пламя. При использовании этого принципа смесеобразования у промышленных горелок (в этом случае такой способ называют двухступенчатым сжиганием) вторичный воздух подается в топку, обычно к корню факела;

3) *горелки с незавершенным предварительным смешением газа с воздухом*, которые осуществляют диффузионно-кинетический принцип сжигания газа;

4) *горелки без предварительного смешения газа с воздухом*, работающие по диффузионному принципу.

Кроме основной классификации горелки можно различать по способу

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

подачи воздуха, давлению газа, расположению горелки в топке и излучающей способности горелки.

По способу подачи воздуха горелки подразделяются на:

1) *эжекционные*, в которых воздух засасывается энергией газовой струи (эжектирование воздухом газа применяют весьма редко);

2) *бездутьевые*, у которых воздух поступает в топку вследствие разрежения;

3) *дутьевые* с подачей воздуха в топку с помощью вентилятора.

Эжекционные горелки также называются инжекционными. Основное назначение эжектора горелки состоит в засасывании необходимого количества воздуха из атмосферы. Это количество должно находиться в определенном соотношении с расходом газа, так как соотношение газа и воздуха в смеси зависит от осуществляемого метода сжигания газа. Засасывание, присоединение объемов газовой среды к активной струе называют эжектированием (эжекцией). Отсюда первое название таких горелок. Вместе с тем эжекционная горелка должна подавать, продавливать полученную газовоздушную смесь через головку горелки, преодолевая ее аэродинамическое сопротивление, в топку или инжектировать поток в топку. Отсюда термин «инжекционные горелки». Мы будем пользоваться первым термином, который лучше соответствует основным функциям горелки.

По давлению газа горелки подразделяют на: горелки *низкого давления* (до 5 кПа) и горелки *среднего давления* (5...300 кПа). Горелки с более высоким давлением не получили широкого применения.

16.2. Методы снижения концентраций оксидов азота в продуктах горения, применяемые при проектировании газогорелочных и топочных устройств

Из анализа основных факторов, определяющих необходимые условия для образования NO, а также дополнительных, возникающих в реально протекающих процессах, можно классифицировать методы, направленные на снижение содержания N_xO_y в продуктах горения, выходящих из агрегатов, разделив их на две группы. В первую группу следует включить способы снижения образования оксидов азота, которые в основном определяются конструкцией и режимом работы газогорелочного устройства. Во вторую группу войдут конструктивные и режимные мероприятия по организации топочных процессов, включая размещение газогорелочных устройств в стенах и сводах топки.

При конструировании газовой горелки и определении ее оптимального режима работы следует стремиться к обеспечению хорошего смесеобразования, равномерному распределению температур по длине факела и снижению максимума температур, который наблюдается на расстоянии одного-двух диаметров отверстия горелки от начала факела горения. Основное влияние на снижение содержания оксидов азота в продуктах горения оказывает газогорелочное устройство. Дадим оценку газогорелочным устройствам, методам их реконструирования и проектирования, а также отработке режимов работы с позиций максимального снижения образования оксида азота, используя исследования, проведенные ИГ АН УССР, ВНПО «Союзпромгаз» и другими организациями и авторами.

1. Эффективными способами снижения образования NO являются: сжигание газа при минимальных избытках воздуха (α=1,02...1,05), в тонком слое (что сокращает время пребывания реагирующей смеси в зоне реакции) и с максимальной теплоотдачей из зоны горения (что снижает температуру в этой зоне). Такой процесс сжигания газа организуется в горелках инфракрасного излучения. Эксперименты показывают, что содержание оксидов азота в продуктах горения этих горелок составляет 0,02... ...0,03 г/м^3, что на порядок меньше содержания N_xO_y в продуктах горе-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ния промышленно-отопительных котлов. Следовательно, горелки инфракрасного излучения могут буть положительно оценены с рассматриваемых позиций.

2. У горелок атмосферного типа, которые заняли основные позиции в коммунально-бытовой газовой аппаратуре, факел формируется двухстадийно, так как первичный воздух в размере 40...60 % теоретически необходимого количества подмешивается к газу до выхода смеси из горелки, в результате чего формируется внутренний конус пламени. Во внутреннем конусе часть газа сгорает в тонком кинетическом пламени с равномерными, пониженными температурами и малым временем пребывания смеси в зоне горения, остальная часть газа выгорает во внешнем конусе по диффузному принципу. Такой способ сжигания сокращает образование оксидов азота в пламени. По имеющимся ограниченным экспериментальным данным, содержание NO в продуктах горения таких горелок не превышает 0,03 г/м^3. Таким образом, сжигание газа с разделением воздуха на первичный и вторичный оказывается достаточно плодотворным с позиций снижения выхода окислов азота. Такой способ в более широком толковании, называемый двухстадийным, в настоящее время достаточно широко применяется в топочных устройствах для снижения выхода N_xO_y.

3. В туннельных горелках можно осуществить сжигание газа с минимальными избытками воздуха менее 1,05. Это способствует снижению концентрации кислорода в зоне высоких температур и снижает выход NO. Но малая теплоотдача из туннеля не способствует снижению температуры в туннеле, поэтому у туннельных горелок выход NO немного ниже, чем у промышленно-отопительных котлов с оборудованием их обычными горелками. Так, при величине $\alpha \approx 1{,}03$ и тепловом напряжении туннеля в 45... ...60 МВт/м^3 содержание N_xO_y в продуктах горения составляет 0,16... 0,17 г/м^3. Сокращение длины туннеля до $l/D_т = 3{,}3$ снижает выход оксидов азота на 30...40 %, что связано со снижением температуры ввиду увеличения теплоотдачи из зоны горения. Снижение тепловой нагрузки туннеля способствует уменьшению концентрации NO.

4. Турбулентные (вихревые) горелки с закрученным потоком воздуха характеризуются неравномерностью выгорания газа по длине факела и вследствие этого локальным повышением температур. Повышение температур приводит к увеличению выхода оксидов азота. Для снижения содержания N_xO_y в продуктах горения применяют: двухстадийное сжигание газа; подачу воздуха двумя потоками — периферийным закрученным и прямоточным осевым в зону максимальных температур факела вихревой горелки. Отладкой режима такой горелки можно добиться существенного снижения концентрации оксидов азота. Раскрытие амбразуры в сторону топки также способствует снижению выхода NO.

5. Реализация в газогорелочных устройствах ступенчатого подвода воздуха, рассредоточение фронта пламени (переход на многофакельные горелки) позволяют существенно снизить содержание оксидов азота в продуктах горения. Для таких горелок большое значение имеет отработка режима, в частности отыскание наивыгоднейшего значения коэффициента первичного воздуха с тем, чтобы обеспечить минимальную концентрацию N_xO_y.

Ряд мероприятий по снижению содержания оксидов азота затрагивают конструктивные решения котлов и печей, в частности их топочной части и режимов сжигания газа. Эти мероприятия отнесены ко второй группе и в основном сводятся к следующему:

1) для снижения температуры в зоне горения эффективным способом является экранирование топки, в частности применение двухсветных экранов. Расположение в топочной части косвенных излучателей увеличивает теплоотдачу в топке без повышения

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

температуры, что способствует снижению концентрации NO;

2) применение рециркуляции продуктов горения, обеспечивающей поступление в зону интенсивного горения частично охлажденных продуктов горения, снижает температуру в топке и концентрацию кислорода и тем самым уменьшает интенсивность образования NO;

3) применение двухстадийного сжигания с подачей вторичного воздуха в топку способствует снижению концентрации NO, но этот метод требует тщательной отработки аэродинамического режима топки.

16.3. Горелки полного предварительного смешения газа с воздухом

Горелки полного предварительного смешения газа с воздухом бывают двух типов: с огнеупорными насадками и металлическими стабилизаторами. Эти типы горелок используют для обогрева промышленных печей и производственно-отопительных котлов. Производительность горелки не превышает обычно 2 МВт. Основные трудности при повышении мощности горелки: сложность борьбы с проскоком пламени при больших диаметрах кратера горелки и громоздкость смесителей, имеющих большую производительность.

Горелки полного предварительного смешения газа с воздухом дают несветящийся факел. Для увеличения количества радиационной теплоты, передаваемой поверхностям нагрева, весьма эффективно применять вторичные излучатели, т. е. твердые тела, которые воспринимают теплоту от продуктов горения и излучают ее на тепловоспринимающие поверхности. В качестве вторичных излучателей следует использовать огнеупорные стенки каналов или туннелей, своды и стенки топок, а также специальные дырчатые перегородки, устанавливаемые на пути движения газов и увеличивающие количество радиационной теплоты. Существуют конструкции горелок, которые передают радиацией до 55...60 % общего количества теплоты, выделяющейся при сжигании газа.

У большинства горелок полного предварительного смешения приготовление однородной газовоздушной смеси осуществляется с помощью эжекционных смесителей (эжекторов). Обычно в качестве рабочей среды используют горючий газ, который истекает из сопла с большой скоростью и обладает большим запасом кинетической энергии. За счет энергии газа в эжектор засасывается воздух и осуществляется процесс смесеобразования. Эжектор — одно из наиболее совершенных смесительных устройств, обеспечивающих полное выравнивание полей концентраций горючего и окислителя. Поток газовоздушной смеси, выходящей из эжекционного смесителя, обладает некоторым избыточным давлением, необходимым для преодоления гидравлического сопротивления головки горелки и огнеупорного насадка. Эжекторы просты по конструкции и надежны в эксплуатации.

Одним из достоинств горелок с эжекционными смесителями является способность саморегулирования, т. е. сохранения коэффициента эжекции постоянным при изменении нагрузки горелки в определенных пределах. Следует отметить, что способность саморегулирования проявляется не на всем диапазоне изменения нагрузок, причем повышение давления газа, подогрев газа или воздуха, наличие разрежения или противодавления в топке и другие условия могут сокращать зону саморегулирования. Наряду с отмеченными положительными качествами эжекционные смесители имеют недостатки: громоздкость конструкции при больших производительностях; шум, производимый эжекционным смесителем, особенно при работе на повышенных давлениях и при большой единичной производительности горелки.

Горелки с огнеупорными

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

насадками. Газовоздушная смесь у этих горелок приготовляется с небольшим избытком воздуха (α=1,05...1,1) и с выравненными полями концентраций горючего и окислителя поступает в раскаленный насадок, выполненный из огнеупорного материала. В насадке смесь интенсивно подогревается, поджигается и сгорает. Как правило, пламя не выходит за границы насадка и на фоне огнеупоров его не видно; горение протекает без видимого пламени. Такой процесс сжигания газа иногда называют *беспламенным*. Как следует из изложенного, это название является неточным, ибо в каналах насадка пламя имеется. Материал насадка должен быть огнеупорным и термостойким, способным выдержать высокие температуры и термические напряжения, возникающие при неравномерном прогреве и охлаждении.

Смесь в каналах насадка подогревается главным образом раскаленными продуктами горения. Зоны рециркуляции горячих продуктов создаются в местах резких расширений каналов и вблизи тел плохо обтекаемой формы. Такие зоны являются мощными и устойчивыми источниками подогрева и зажигания смеси. Стенки огнеупорного насадка создают замкнутый изолированный объем, в котором протекает процесс горения. Под изоляцией в данном случае следует понимать тепловую изоляцию, значительно сокращающую теплоотвод из реакционной зоны, как теплопроводностью через стенки насадка, так и излучением. Кроме тепловой изоляции туннель создает аэродинамическую изоляцию, которая позволяет факелу эжектировать к корню продуктов горения. Диаметр канала выбирают таким, чтобы обеспечить свободное развитие факела. Диаметр канала должен в 2,5 раза превышать диаметр кратера головки горелки, чтобы создать условия для свободного расширения продуктов горения. Стабилизация пламени в туннеле путем возврата раскаленных продуктов горения аналогична процессу стабилизации

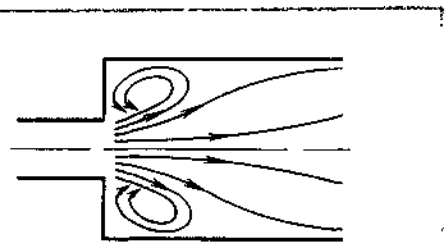


Рис. 16.1. Схема стабилизации пламени в туннеле

пламени телами плохо обтекаемой формы. Схема стабилизации пламени в туннеле горелки показана на рис. 16.1.

Сжигание заранее приготовленной газовоздушной смеси в огнеупорных насадках имеет ряд положительных качеств, основными из которых являются: а) полное выгорание газа (отсутствие химической неполноты сгорания); б) сжигание газа при ничтожно малых избытках воздуха; в) возможность создания высоких температур. Эжекционная горелка полного предварительного смешения состоит из смесителя, головки и огнеупорного насадка. В смесителе образуется газовоздушная смесь с равномерными полями концентраций горючего и окислителя, которая поступает в головку горелки. Головка выравнивает поле скоростей потока, направляет его в насадок, стабилизирует пламя, предохраняя его от проскока внутрь горелки, и конструктивно соединяет смесительное устройство с насадком. Насадок горелки является ее огневой частью, в которой протекает процесс горения, и одновременно составной частью топочного устройства. Огнеупорные каналы насадка стабилизируют горение, предотвращая отрыв пламени.

Горелки полного предварительного смешения с огнеупорными насадками по конструктивному оформлению их огневой части можно разделить на следующие группы: 1) горелки, у которых пламя стабилизируется на огне-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

упорных поверхностях топки; 2) горелки с насадками, имеющими большое число каналов неправильной геометрической формы; 3) горелки с насадками, в которых расположены каналы (туннели) правильной геометрической формы. К первой группе относятся горелки, у которых газовоздушная смесь выходит из головки и поступает непосредственно в топку котла или печи, где протекает процесс подогрева и горения газа. У этих горелок раскаленные стенки обмуровки, своды или специальная наброска из кускового высокоогнеупорного материала являются стабилизаторами горения и поджигают поступающий поток газа.

Ко второй группе относятся горелки с пористыми диафрагмами, зернистым слоем из огнеупора и т. д. У всех горелок этого типа газ сгорает в сильно разветвленных каналах мелкого сечения и неправильной геометрической формы. В насадке развиваются высокие температуры, поэтому материал стенок должен обладать значительной огнеупорностью. Насадки этого типа характеризуются значительным гидравлическим сопротивлением. Горелки рассматриваемого типа имеют малую производительность. Наибольшее распространение получили горелки третьей группы, насадки которых состоят из каналов правильной геометрической формы. По размерам и числу каналов эти горелки подразделяют на горелки, насадки которых состоят из большого числа мелких каналов или туннелей, и горелки с насадком в виде одного огнеупорного туннеля.

Огнеупорные насадки горелок инфракрасного излучения состоят из керамических плиток. Каждая плитка имеет размер 65×45×12 мм. На плитке размещены цилиндрические каналы диаметром 1...1,5 мм. Минимальная толщина перемычки между каналами 0,5 мм. Суммарное живое сечение отверстий каналов составляет 35 ... 40 % общей площади плитки, что обеспечивает малое гидравлическое сопротивление насадка. Плитку прессуют из огнеупорной легковесной керамической массы. Один из составов такой массы следующий, %: огнеупорная глина —45, каолин —25, оксид хрома —5 и тальк —25. Пористость керамики уменьшает ее коэффициент теплопроводности; это необходимо для того, чтобы снизить температуру внутренней поверхности плитки и тем самым препятствовать проскоку пламени и зажиганию смеси внутри горелки. Разработанная технология изготовления и обжига обеспечивает высокие термические качества плиток, которые способны выдержать резкие изменения температур.

Ветроустойчивая горелка инфракрасного излучения ГИИВ-1 показана на рис. 16.2. Эжекционный смеситель расположен в корпусе горелки, в результате чего удалось сократить ее габариты. Расход природного газа на горелку 0,28 ... 0,53 м^3/ч, давление газа 0,7 ... 2,5 кПа. Газ выходит из сопла горелки, засасывает весь воздух, необходимый для горения ($\alpha \approx 1{,}05$), перемешивается с ним в эжекционном смесителе, готовая газовоздушная смесь поступает в распределительную камеру, откуда со скоростью 0,1... 0,14 м/с выходит через каналы керамической насадки. Динамическое давление, с которым поток выходит из диффузора, теряется и создаются одинаковые условия для истечения газовоздушной смеси через любой огневой канал. При работе горелки керамические плитки прогреваются на некоторую глубину и подогревают газовоздушную смесь в цилиндрических каналах. Газовоздушная смесь сгорает в тонком слое над наружной поверхностью насадка, которая разогревается до 800 ... 900° С через 40...50 с после зажигания. Подогрев газовоздушной смеси в каналах осуществляется тепловым потоком, движущимся от пламени по стенкам. Этот прогрев способствует обеспечению устойчивости пламени по отношению к отрыву.

Устойчивость пламени по отношению к проскоку обеспечивается тем, что диаметр цилиндрических каналов в керамических плитках выбран мень-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

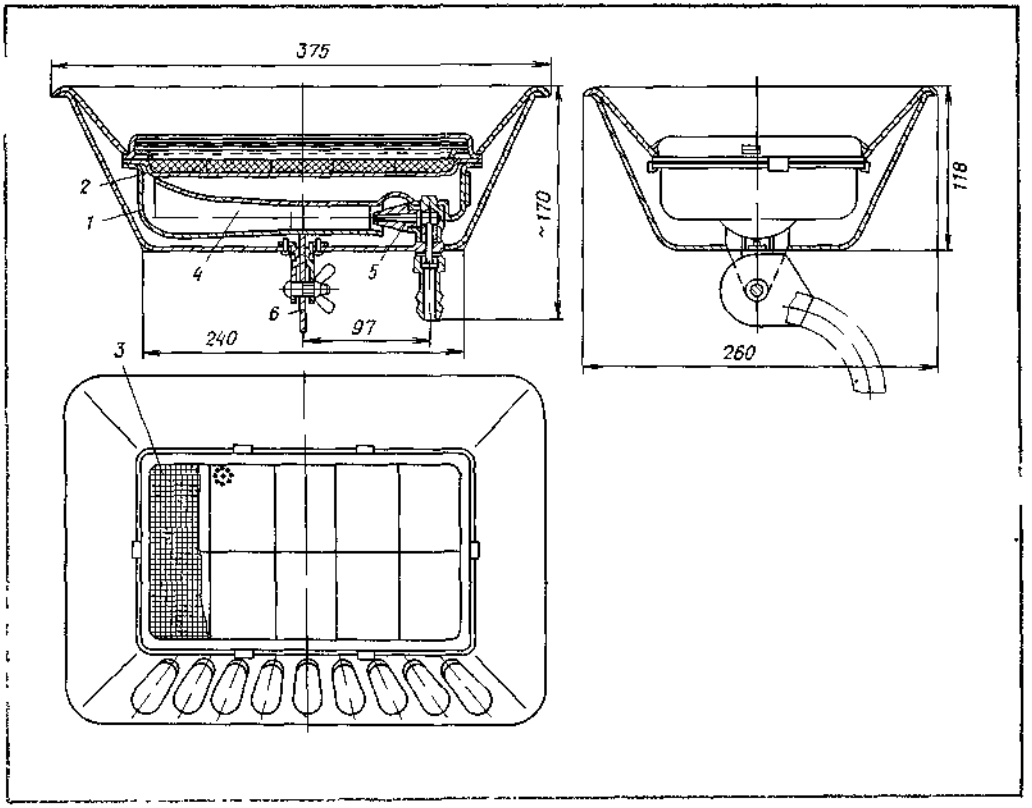


Рис. 16.2. Горелка инфракрасного излучения ГИИВ-1
1 — корпус, *2* — излучающие керамические плитки *3* — сетка, *4* — эжекционная трубка, *5* — сопло, *6* — кронштейн

ше критического. Для того чтобы газовоздушная смесь не могла воспламениться от внутренней поверхности плитки, последняя не должна иметь высокой температуры. При увеличении расхода газа температура поверхности плиток растет до 1050 ... 1100° С, и она раскаляется до белого цвета Прогрев каналов в глубину увеличивается, и фронт горения перемещается внутрь каналов. При дальнейшем увеличении расхода газа фронт горения перемещается все глубже в каналы и при определенной нагрузке произойдет проскок пламени внутрь горелки. Рассмотренная закономерность проскока пламени отличается от проскока бунзеновского пламени. Это связано с наличием керамических каналов, которые с ростом нагрузки прогреваются глубоко внутрь, при этом растут температура смеси и скорость распространения пламени и этот процесс заканчивается проскоком пламени, а не зажиганием газовоздушной смеси от тыльной части керамических плиток, так как при проскоке ее температура не превышает 400° С. Следовательно, зажигание газовоздушной смеси, находящейся в горелке, происходит в результате проникания фронта горения через огневые каналы

Следует отметить, что проскок происходит через каналы, которые имеют диаметры меньше критических. Это происходит потому, что через прогретые стенки прекращается теплоотвод и они превращаются в поджигающие поверхности. Вместе с тем в исследованиях Гипронигаза показано, что при нагрузках горелки, значительно превосходящих номинальное значение, пламя будет формироваться над перфорированными плитками без их значительного подогрева. При та-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ких условиях устойчивость пламени по отношению к отрыву будет определяться теми же условиями, что и устойчивость бунзеновского пламени. Кривые проскока пламени в зависимости от тепловой нагрузки и коэффициента избытка воздуха для плиток с диаметром отверстий 1,55 и 1,75 мм показаны на рис. 16.3.

Во всех случаях воспламенение газовоздушной смеси в коробке горелки происходило в результате проскока пламени через отверстия, а не за счет поджигания смеси обратной стороной плитки, так как ее температура не превышала 400° С. Тепловая нагрузка плитки 465 Вт обеспечивает устойчивую работу горелки, поэтому такая нагрузка принята в качестве номинальной. При этой нагрузке температура рабочей поверхности составляет 800° С, а ее тепловое напряжение 140 кВт/м^2. При температуре наружной поверхности 800...900 °С 55...60 % теплоты, выделившейся в результате сгорания газа, передается излучением, при этом максимальное количество энергии приходится на область инфракрасных лучей с длиной волны 2,5...2,7 мкм. Рассмотренный тип горелок инфракрасного излучения предназначен для работы на природном газе низкого давления, а также для работы на сжиженном углеводородном газе с давлением 5 кПа.

Над керамическими плитками расположена сетка — стабилизатор горения, выполненная из жаропрочной хромоникелевой проволоки диаметром 1,2...1,3 мм. Повышенная ветроустойчивость горелки обеспечивается в результате выравнивания давления над плитками и перед соплом эжектора. Эжектор засасывает воздух из камеры, куда он поступает через девять отверстий в рефлекторе. Скоростной напор ветра у поверхности плиток преобразуется в статическое давление, которое передается через отверстие в корпус, и тем самым давление в нем выравнивается с наружным. Таким образом, ветер не влияет на условия работы эжектора. Ветроустойчивость обеспечивается при лобовой скорости ветра до 3...3,5 м/с. Горелки инфракрасного излучения используются для обогрева и сушки помещений, тканей, упаривания жидких и полужидких материалов и т. д.

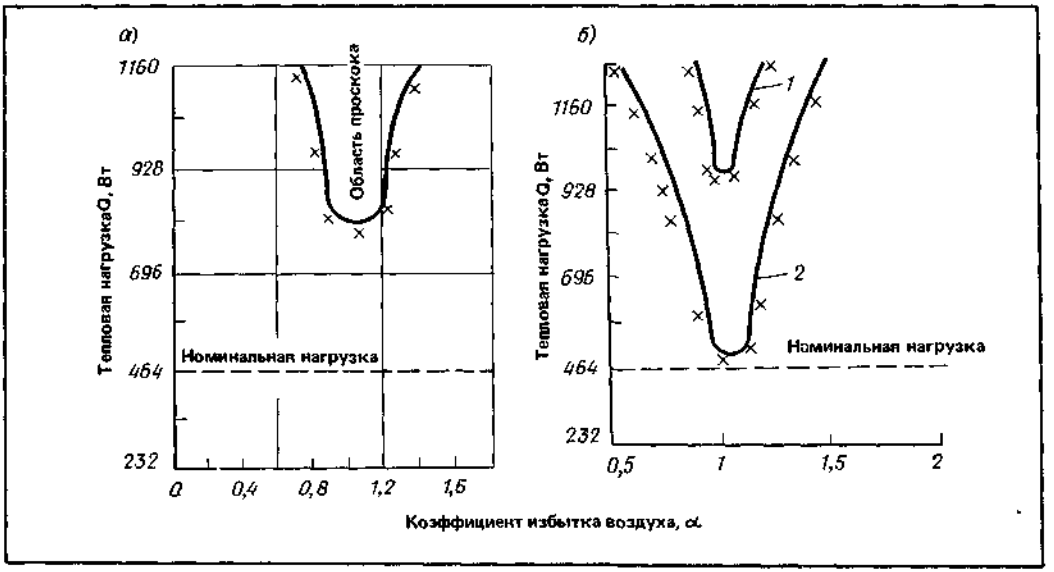
Рис. 16.3. Кривые проскока пламени для плиток
а — природный газ (диаметр отверстий плиток d=1,75 мм), *б* — сжиженный газ, *1* — проскок пламени при d=1,55 мм, *2* — проскок пламени при d=1,75 мм

→

Блочные эжекционные (инжекционные) горелки типа БИГ, разработанные Промэнергогазом. Горелки этого типа представляют собой серию горелок разных конфигураций и производительности, компонуемых из стандартных элементов. Стандартный элемент горелки состоит из набора единичных однотипных смесителей *2* (рис. 16.4, *а*), закрепленных в общем коллекторе — газовой камере *3*. Единичный смеситель представляет собой трубу диаметром 48×3 мм и длиной 290 мм. В начальной части трубы, которая находится внутри газового коллектора, имеются четыре отверстия диаметром по 1,5 мм каждое, оси которых расположены под углом около 25° к оси горелки. Эти отверстия выполняют роль периферийных сопел, через которые газ истекает внутрь эжекционной трубы и эжектирует воздух, поступающий через открытый торец трубы. Конструкция эжекционной части отработана таким образом, что при разрежении в топке, равном 20 Па, газ эжектирует весь воздух, необходимый для горения, с коэффициентом избытка α=1,02...1,05.

Высокие скорости газовых струй, расположенных по периферии, способствуют созданию профиля скоростей, препятствующего проскоку пламени. Блоки горелок футеруются огнеупорной массой (см. рис. 16.4, *б*), а на их выходе располагается туннель-стабилизатор глубиной 100 мм. Он предотвращает отрыв пламени. Горелки полностью размещаются в пределах обмуровки котла толщиной 510 мм. Номинальное давление газа перед горелкой составляет 80 кПа (среднее давление), коэффициент глубины ре-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/



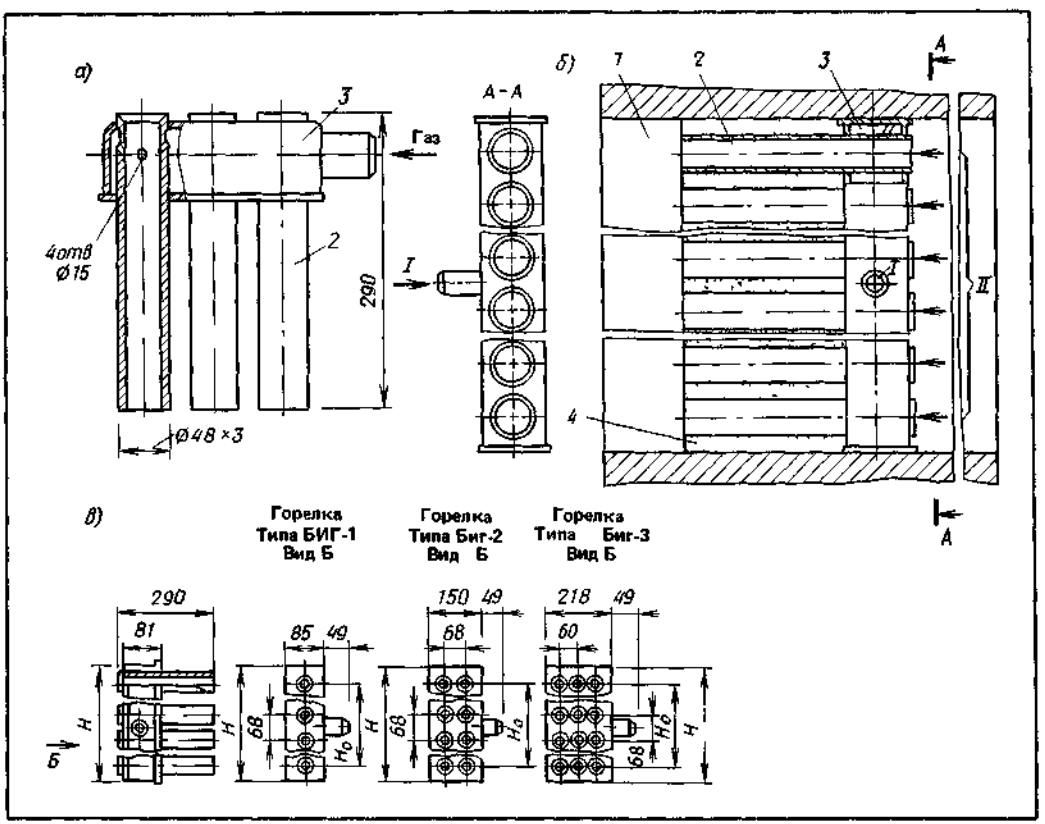


Рис 16 4. Блочная эжекционная горелка (БИГ) *а* — элемент горелки, *б* — общий вид *в* — компоновка элементов, *1*— туннель стабилизатор *2*– смеситель стабилизатор, *3*— газовая камера, *4*— огнеупорная масса, *I*— газ, *II*— воздух

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

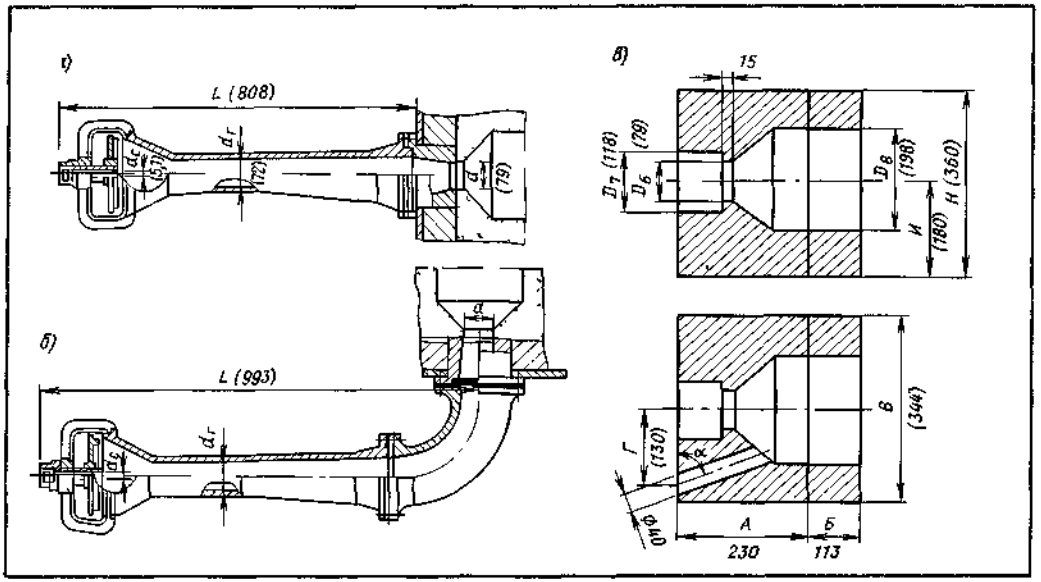


Рис. 16.5. Эжекционные горелки среднего давления конструкции Ленгипроинжпроекта типа *I*(*а*), *II*(*б*) и горелочный туннель (*в*) (в скобках проставлены размеры для горелок 7М)

гулирования производительности равен 3,4...3,8. В зависимости от компоновки (числа единичных элементов) производительность горелки изменяется от 10 до 240 м³/ч. Горелки БИГ работают без химической неполноты сгорания с малыми избытками воздуха. Содержание оксидов азота составляет 0,15 .. 0,18 г/м³. Горелки компонуют в виде стандартных наборов (см. рис. 16.4, *в*), состоящих из единичных эжекционных трубок, собранных в один ряд (7 типоразмеров), в два ряда (6 типоразмеров) и в три ряда (2 типоразмера). Горелки предназначены для оборудования котлоагрегатов с расположением в обмуровке стенок котла и на поду вместо колосниковой решетки. Котлы, оборудованные горелками БИГ, имеют более высокий КПД (на 2 %), чем при оборудовании эжекционными горелками с центрально расположенными соплами.

Эжекционные горелки среднего давления для природного газа, разработанные Ленгипроинжпроектом, изготовляют литыми в двух вариантах: прямые (тип I) и угловые (тип II). На рис. 16.5 показаны эти варианты для горелок 7М. Горелки рассчитаны на работу без подогрева воздуха и без охлаждения головки горелки. Из разработанных десяти типоразмеров государственные испытания прошли шесть типоразмеров (1М, ..., 4М, 6М и 7М), которые и рекомендуются для применения. Номинальное давление газа 50 кПа, максимальное — 90 кПа. При 50 кПа и нулевом разрежении в топке горелки работают с коэффициентом α=1,05. Коэффициент глубины регулирования производительности горелок изменяется от 3 до 7 — он определяется отношением тепловой мощности при $p_г$=90 кПа к минимальной мощности, соответствующей нижнему пределу регулирования. Расход газа горелками колеблется от 6 до 31 м³/ч при $p_г$= =50 кПа. На рис. 16.5, *в* приведены горелочные туннели, выполненные из двух блоков, что снижает термическое напряжение, и туннели меньше растрескиваются. Уровень шума, создаваемого горелками, находится в пределах санитарной нормы. Указанные выше горелки применяются для нагревательных и термических печей. Они

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

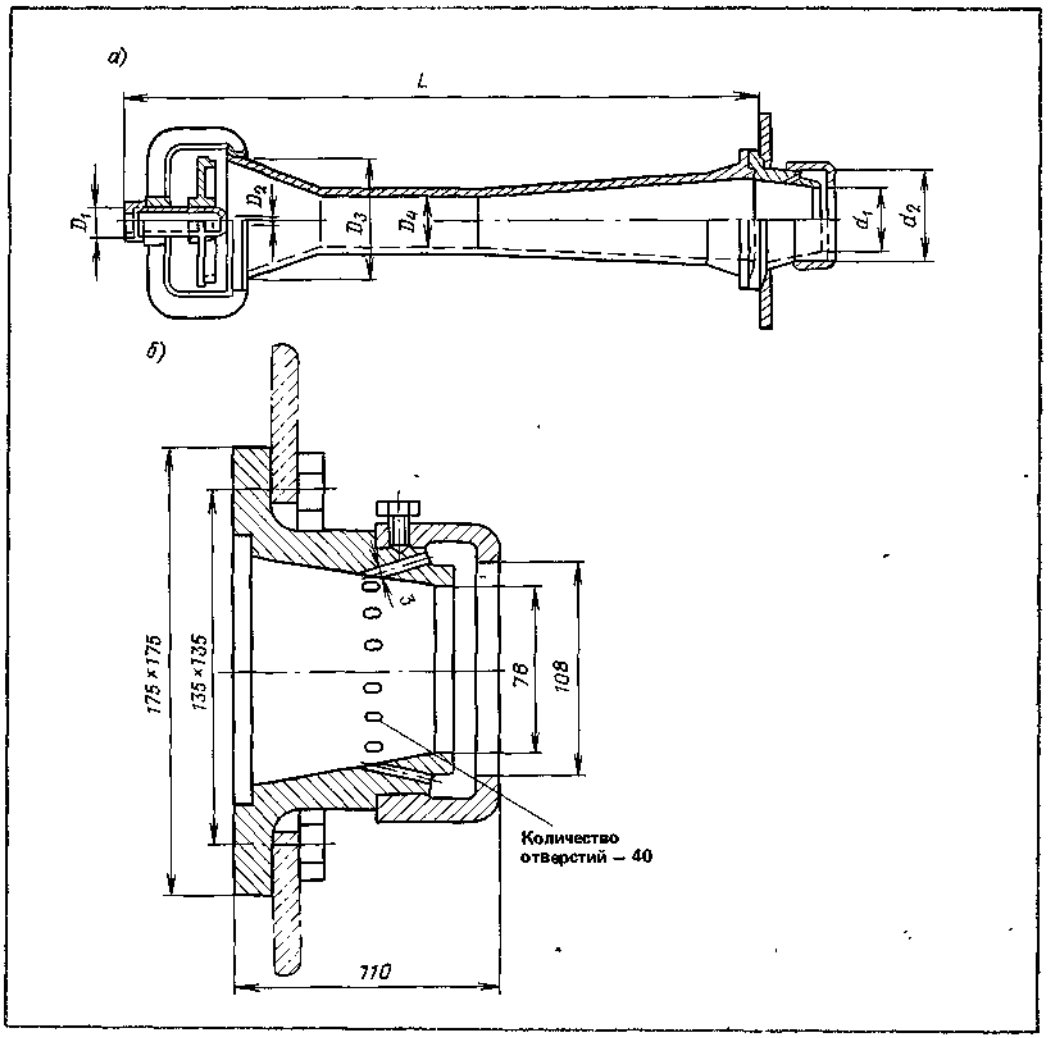


Рис. 16.6. Эжекционная горелка среднего давления с кольцевым стабилизатором

а — горелка в сборе, *б* — насадок со стабилизатором

могут быть использованы также в топках небольших котлов.

Горелки без огнеупорных насадок. Для обеспечения устойчивого горения газа у горелок без огнеупорных насадок применяют специальные стабилизаторы горения. Они предотвращают отрыв пламени, создавая устойчивые очаги зажигания горючей смеси с помощью зон рециркуляции продуктов сгорания или поджигающих поясов. Горелки рассматриваемого типа состоят из эжекционного смесителя и головки горелки со стабилизатором горения.

В пределах малой толщины кинетического фронта пламени, измеряемого долями миллиметра, при небольших избытках воздуха процесс горения не завершается, и за фронтом пламени образуются продукты неполного сгорания. Это объясняется тем, что по мере выгорания газа в реагирующей смеси появляются продукты сгорания и взаимные столкновения активных молекул топлива с кислородом затрудняются. В результате процесс горения, вначале чисто кинети-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ческий, приобретает диффузионный характер, и чем больше смесь разбавляется инертными газами, тем сильнее он затормаживается. Замедлению процесса горения способствует также постепенное охлаждение «хвостов» факела. Для дожигания таких обедненных «хвостов» следует предусматривать специальные мероприятия, с помощью которых в «хвосте» пламени усиливается турбулизация потока, способствующая столкновению горючего с кислородом, и создаются температурные условия, обеспечивающие завершение процесса горения.

Эжекционные горелки с кольцевыми стабилизаторами разработаны Ленгипроинжпроектом. Из десяти типоразмеров государственные испытания прошли только пять (1, 3, 7, 8, 9). Эти горелки рекомендуются к применению. На рис. 16.6 показаны горелка и отдельно кольцевой стабилизатор (размеры приведены для горелки № 7). Производительность горелки 37,5 м^3/ч при давлении газа 50 кПа. Устойчивость горения обеспечивается кольцевым пламенем, которое формируется на щели по периферии отверстия горелки. Малая скорость выхода газовоздушной смеси из щели обеспечивает устойчивое горение пламени и поджигание основного факела. Горелки рассчитаны на те же параметры, что и туннельные. Производительность разработанных типов горелок изменяется в пределах 5...62 м^3/ч при давлении газа 50 кПа. Горелки также выпускают в двух вариантах: прямые (тип I) и угловые (тип II). Горелки предназначены для установки в топках небольших котлов.

К горелкам рассматриваемого типа относятся **эжекционные ИГК (рис. 16.7) среднего давления с пластинчатыми стабилизаторами конструкции Мосгазпроекта.** Особенность устройства этих горелок в том, что в конце диффузора эжектора установлен пластинчатый стабилизатор. Он представляет собой пакет, собранный из стальных пластин толщиной 0,5 мм с расстоянием между ними, равным 1,5 мм. Малое расстояние между пластинами исключает возможность проскока пламени внутрь горелки, а застойные зоны, возникающие вблизи стяжных болтов, предотвращают отрыв пламени. Горелки устойчиво работают в диапазоне изменения давления газа от 3 до 50 кПа, таким образом коэффициент глубины регулирования производительности для них равен 4,1. После остановки горелки регулятор воздуха должен оставаться открытым для охлаждения пластин. Горелки рассчитаны на сжигание газа с теплотой сгорания $Q_н^с = 35\,600$ кДж/м^3 и $\rho = 0{,}73$ кг/м^3.

Производительность горелок в зависимости от типоразмера при давлении газа 30 кПа изменяется от 6 до 150 м^3/ч. Горелки с номинальной производительностью 50 м^3/ч и выше для подачи газа имеют по четыре сопла. В результате применения нескольких сопел удается сократить размеры эжекционного смесителя. Уменьшение длины эжектора в этом случае вытекает из соображений, допускающих, что процесс смесеобразования для каждого элемеитарного потока многосоплового смесителя протекает аналогично процессу в односоплове эжекторе. Для многосоплового смесителя эквивалентный диаметр «горловины» для каждого потока будет меньше диаметра горловины всего смесителя в $\sqrt{n}$ раз (где n — число сопел). Путь смешения для каждого элементарного потока пропорционален диаметру его горловины и равен пути смешения для всего эжектора, так как процесс смесеобразования в этих потоках протекает параллельно. Таким образом, длина многосоплового смесителя при прочих равных условиях будет в $\sqrt{n}$ раз меньше длины односоплового эжектора.

Кинетический факел, образующийся при горении, располагают непосредственно в топке котла. Он имеет сравнительно небольшие размеры. Горелки предназначены для обогрева чугунных секционных и стальных котлов небольшой производительности. Протяженность топки вдоль факела долж-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

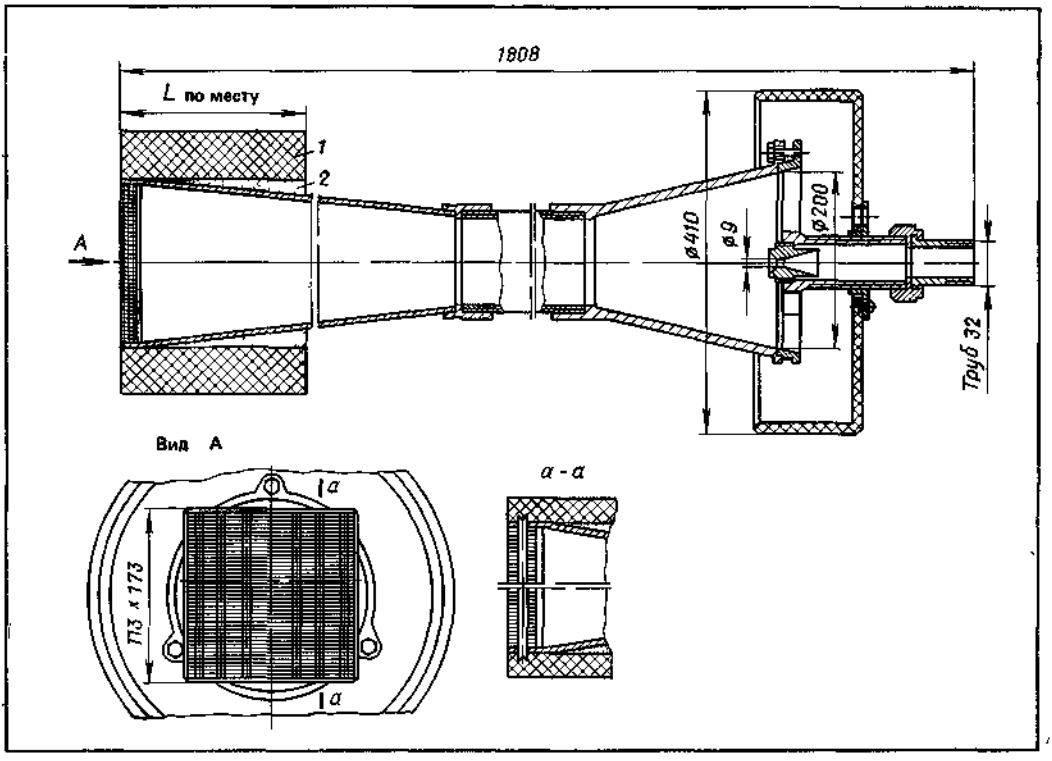


Рис. 16.7. Горелка с пластинчатым стабилизатором *1* — обмуровка котла, *2* — огнеупорная глина

на быть не меньше 1,2 м. Топки должны работать под разрежением. Содержание оксидов азота у чугунных секционных котлов, оборудованных горелками ИГК, составляет примерно 0,16 г/м^3.

16.4. Горелки предварительного смешения газа с частью воздуха, необходимого для горения

Предварительное смешение газа с частью воздуха, необходимого для горения и называемого первичным, осуществляется у горелок **атмосферного типа.** Первичный воздух засасывается струей газа в эжектор, где протекает смесеобразование, поэтому горелки одновременно являются эжекционными. В головку горелки поступает смесь с равномерными полями концентраций горючего и окислителя под некоторым избыточным давлением. Из головки газовоздушная смесь выходит через отверстия со скоростью, обеспечивающей устойчивое горение, и сгорает бунзеновским пламенем. Вторичный воздух диффундирует к пламени непосредственно из атмосферы окружающей среды Пламя атмосферной горелки имеет два конуса: внутренний, ярко очерченный, зелено-голубого цвета и внешний, имеющий несколько размытые контуры и бледно-фиолетовый цвет.

Во внутреннем конусе выгорает та часть газа, которая обеспечена первичным воздухом (газ сгорает кинетическим пламенем). Внешний конус представлет собой конус диффузионного горения. Атмосферные горелки работают с коэффициентом первичного воздуха α', равным 0,45 ... 0,7. Коэффициент избытка воздуха α зависит от оформления топочной части и колеблется в пределах 1,3...1,8. Правильно спроектированные и хоро-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

шо отрегулированные атмосферные горелки могут обеспечить практически полное сгорание газа.

При малых значениях коэффициента первичного воздуха концы пламени окрашиваются в желтый цвет. Это свидетельствует о возможности появления химического недожога. Окраска краев пламени происходит из-за появления раскаленных частичек углерода вследствие термического разложения углеводородов в пламени. При диаметре отверстий 6 мм желтые края пламени появляются при следующих значениях коэффициентов α': для коксового газа $\alpha'=0{,}2$, природного газа $\alpha'=0{,}4$, бутана $\alpha'=0{,}58$. С уменьшением диаметра отверстий значение коэффициента α' уменьшается. Чем выше коэффициент первичного воздуха, тем бо́льшая доля газа выгорает во внутреннем конусе и тем менее вероятна возможность появления в отходящих газах продуктов неполного сгорания.

Головка горелки может иметь самую разнообразную форму, но обычно это коллектор с большим числом выходных отверстий. Конструкция головки определяется тем огневым устройством, для которого она предназначена. Открытые конфорочные горелки плит должны соответствовать посуде, которую на них устанавливают, а горелки водонагревателей, кипятильников, котлов и т. д.— габаритам их топок. Головки горелки располагают в топке так, чтобы к ним были обеспечены правильный подвод вторичного воздуха, нормальное развитие конуса пламени и отвод продуктов горения.

Вторичный воздух должен равномерно поступать к горелкам и иметь доступ к пламени по всей высоте. Величина минимального избытка воздуха, обеспечивающего сгорание газа без химической неполноты, в значительной мере зависит от способа подвода вторичного воздуха. При правильном конструктивном решении подвода вторичного воздуха удается добиться полного сгорания газа с коэффициентом избытка воздуха 1,2... 1,25. Горелку в топке следует располагать так, чтобы щели между ними и между горелками и стенками котла обеспечивали равномерный подвод воздуха к пламени с требуемым избытком. Количество поступающего вторичного воздуха целесообразно регулировать специальными регистрами, устанавливаемыми перед топкой на воздушном тракте.

Высоту топочной части выбирают такой, чтобы не создавать условий, способствующих появлению химического недожога. Внутренний конус пламени не должен соприкасаться с холодными поверхностями нагрева, ибо это приводит к химической неполноте сгорания и к появлению в продуктах горения оксида углерода. Соприкосновение внешнего конуса пламени с поверхностями нагрева при правильном подводе вторичного воздуха и отводе продуктов сгорания не дает заметного химического недожога. Высота внутреннего конуса пламени зависит от состава газа, коэффициента первичного воздуха, скорости выхода газовоздушной смеси (или теплового напряжения поперечного сечения выходных отверстий горелки) и диаметра отверстий. Высоту внутреннего конуса пламени горелки, установленной в атмосфере неподвижного воздуха, можно определить по следующей эмпирической формуле:

$$h_в=0{,}86\cdot10^{-7}kRd^2,$$

где $h_в$ — высота внутреннего конуса, мм; k — эмпирический коэффициент, зависящий от состава газа и коэффициента первичного воздуха (выбирают по табл 16.1); R — тепловое напряжение поперечного сечения выходных отверстий горелки, Вт/м^2, d — диаметр выходного отверстия, мм.

Тепловое напряжение отверстий горелки R, Вт/м^2, определяют по формуле

$$R=0{,}353\cdot10^6\frac{Q_{гор}Q_н^c}{nd^2},$$

где $Q_{гор}$ — производительность горелки, м^3/ч; $Q_н^c$ — низшая теплота сгорания газа, кДж/м^3; n — число выходных отверстий в горелке

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 16.1 **Значение коэффициента k в зависимости от коэффициента первичного воздуха α' и состава газа**

Газ	Коэффициент первичного воздуха α'							
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
Бутан	—	—	2,29	1,74	1,46	1,22	1,05	0,83
Природный газ	1,89	1,63	1,35	1,14	0,95	0,79	0,64	—
Коксовый газ	1,4	1,12	0,95	0,71	0,56	0,45	0,45	0,54

Высоту внешнего конуса (наружного) пламени горелки определяют по эмпирической формуле

$$h_в = 0{,}86 \cdot 10^{-7} k_1 R \sqrt{d^3}.$$

Коэффициент k_1 зависит от расстояния между краями соседних отверстий, его определяют по табл. 16.2. При диаметре отверстий больше 7 мм высота наружного конуса пламени горелки $h_в$ становится зависимой от коэффициента первичного воздуха, уменьшаясь по мере приближения к стехиометрическому составу.

Таблица 16.2. **Значения коэффициента k_1**

Расстояние между краями отверстий, мм	Значение коэффициента k_1	Расстояние между краями отверстий, мм	Значение коэффициента k_1
2	11,4	10	6,7
3	10,4	12	6,4
4	9,46	14	6,3
5	8,7	16	6,0
6	7,8	18	5,85
7	6,5	20	5,8
8	7,2	22	5,75
9	6,95		

У топок, оборудованных атмосферными горелками, разрежение в плоскости головки обычно бывает ничтожно малым, однако даже незначительное разрежение в топке сильно сказывается на коэффициенте эжекции и коэффициенте избытка воздуха. Для обеспечения стабильной подачи первичного и вторичного воздуха огневые установки с атмосферными горелками следует оборудовать *тягопрерывателями*. Тяга прерывается в результате сообщения дымохода за агрегатом с атмосферой. Кроме того, горелку вместе с эжектором целесообразно располагать с топочной части. В результате этого давление у всасывающего патрубка эжектора и у выходных отверстий будет одинаковым и горелка станет работать с постоянным коэффициентом первичного воздуха. Тягопрерыватель обеспечивает практически постоянное разрежение, поэтому горелки будут работать с неизменным избытком воздуха.

Поступающий в топку воздух будет частично засасываться эжектором, а частично поступать к пламени горелки. Если всасывающая часть эжектора находится вне топки и огневая установка не имеет тягопрерывателя, то изменение тяги или давления газа будет сказываться на работе горелки, изменяя коэффициенты первичного воздуха и избытка воздуха, что будет способствовать появлению химической неполноты горения, малоустойчивой работе горелки или работе горелки с большим избытком воздуха. Следует отметить, что при переводе существующих котлов на газ часто тягопрерыватель устанавливать нельзя, так как в топке будет очень малое разрежение, которое не обеспечит подачи необходимого количества вторичного воздуха. В этом случае эжектор горелки располагают внутри короба, сообщающегося с топочным или поддувальным пространством, а количество поступающего воздуха регулируют регистром.

Атмосферные горелки имеют ряд положительных качеств, благодаря которым они нашли широкое применение. Такие горелки завоевали прочные позиции в бытовых приборах

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

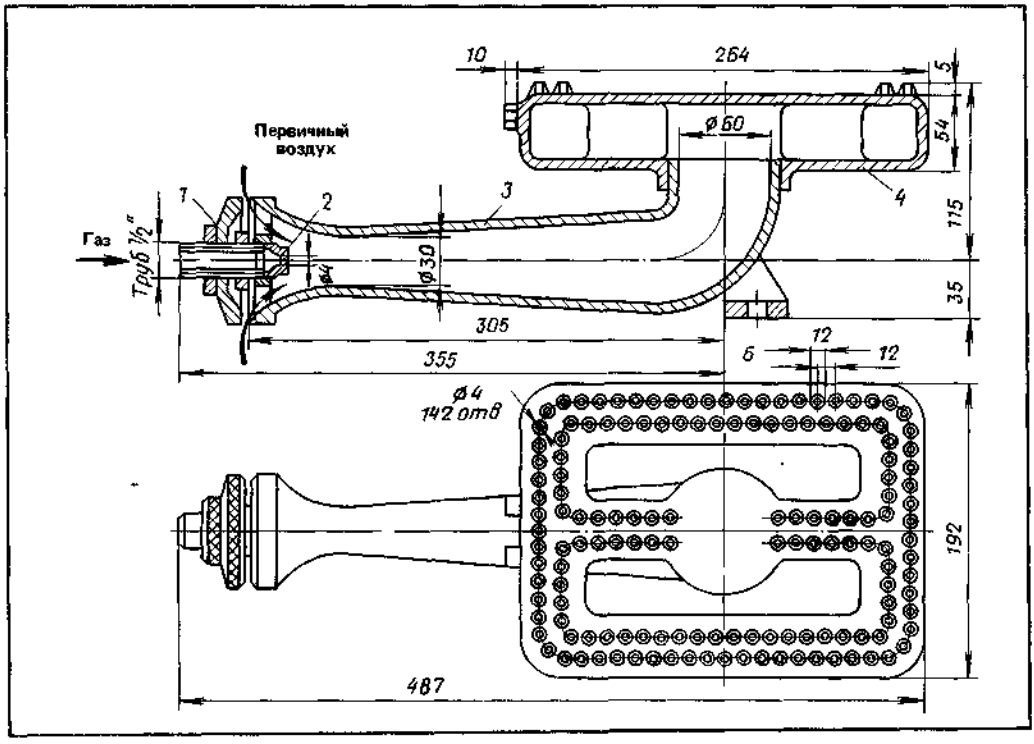


Рис. 16.8. Атмосферная горелка для чугунного котла
1— регулятор воздуха, *2*— сопло, *3*— эжекционная трубка; *4*— головка горелки с огневыми отверстиями

(плитах, водонагревателях), приборах предприятий общественного питания, в лабораторной практике, их часто применяют в чугунных отопительных котлах и сушилках. Основными положительными качествами атмосферных горелок являются: простота конструкции, возможность работы на низком давлении газа, отсутствие необходимости в подаче воздуха под давлением, устойчивая работа горелки в довольно широком диапазоне изменения нагрузок, бесшумность работы, надежность и простота эксплуатации.

Ввиду конструктивных особенностей (горелку располагают непосредственно в топке) и значительных коэффициентов избытка воздуха атмосферные горелки не используют в высокотемпературных установках. В котлах значительной производительности их также не применяют, так как они не обеспечивают высокой интенсивности сжигания газа. Производительность одной горелки обычно не превышает 100 кВт (10 м^3/ч).

Атмосферная горелка, предназначенная для установки в топке четырех- и пятисекционных чугунных котлов (ВНИИСТО-Мч), показана на рис. 16.8. Головка горелки имеет 142 отверстия диаметром 4 мм и надевается на эжекционную трубку. В месте выхода газовоздушной смеси из эжектора головка не имеет отверстий. Если здесь расположить отверстия, то пламя над ними будет значительно выше, чем над другими отверстиями, так как при истечении газа из этих отверстий будет использовано динамическое давление потока газовоздушной смеси, движущегося из эжекционной трубки в головку горелки. Кроме того, вследствие повышения выходной скорости пламя над этими отверстиями может быть недостаточно устойчивым. Тепловая нагрузка горелки

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

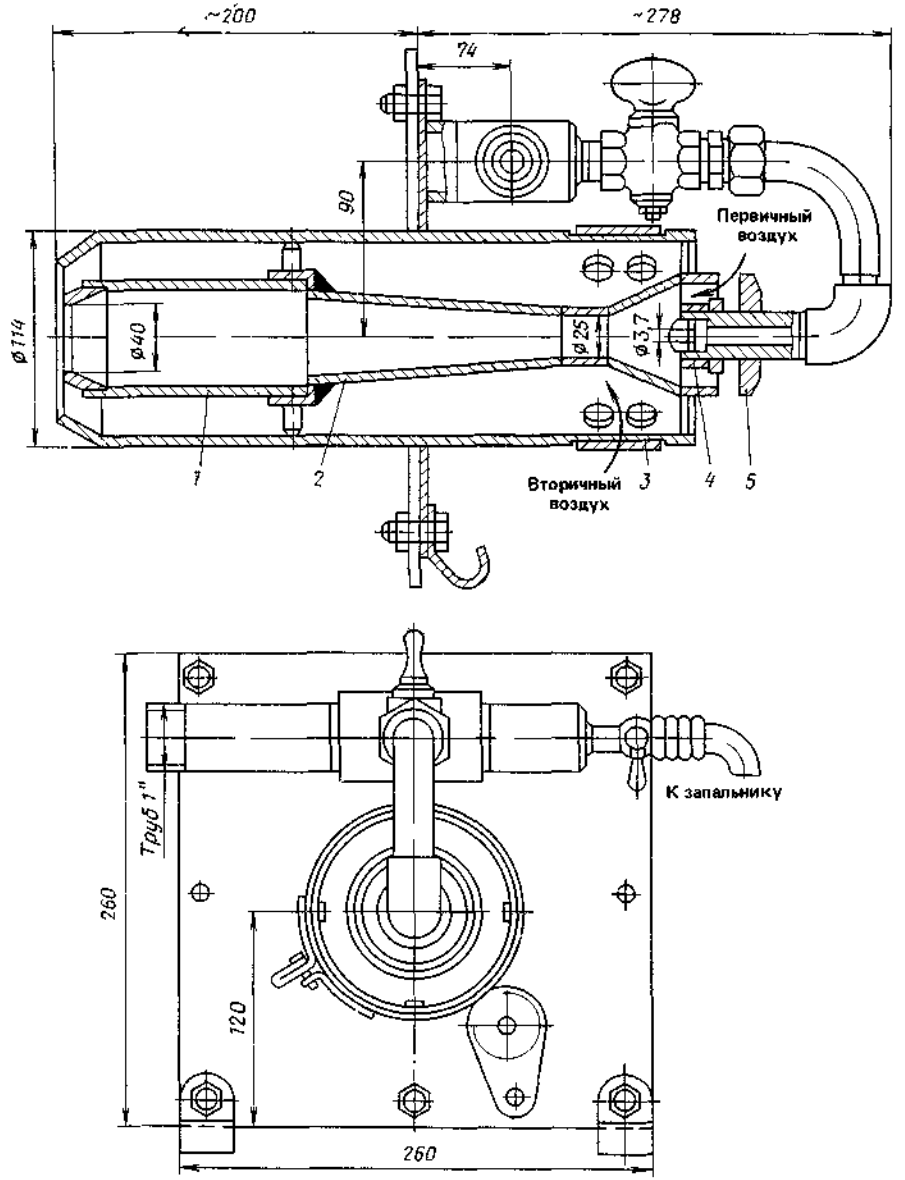


Рис. 16.9. Атмосферная горелка с одним выходным отверстием
1— головка горелки, *2*— эжекционный смеситель, *3*— регулятор, *4*— сопло, *5*— регулятор первичного воздуха

равна 20 кВт (0,2 м^3/ч при $Q_н^с$ = =36 МДж/м^3). Горелка запроектирована для сжигания газа с теплотой сгорания $Q_н^с$ = 25 000...36 000 кДж/м^3, при этом в зависимости от величины $Q_н^с$ изменяют диаметр сопла. При сжигании природного газа с теплотой сгорания 36 000 кДж/м^3 диа-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

метр сопла равен 4 мм, а необходимое давление газа составляет 1,3 кПа.

Коэффициент первичного воздуха горелки можно регулировать воздушной шайбой. Эжекционная трубка имеет проточную часть с малым гидравлическим сопротивлением. Головка горелки выполнена таким образом, что вторичный воздух имеет подход к каждому ряду отверстий с одной стороны. Высота пламени при работе горелки с нормальной тепловой нагрузкой примерно равна 100 мм. Горелка проста по конструкции и надежна в эксплуатации. При работе в чугунных секционных котлах атмосферные горелки обеспечивают полное сжигание газа при сравнительно небольшом содержании в продуктах горения оксидов азота. Концентрация NO_x обычно не превосходит 0,12 г/м^3.

Это связано с рассредоточением пламени и ступенчатым сжиганием газа (с первичным и вторичным воздухом).

Атмосферная горелка с одним выходным отверстием показана на рис. 16.9. Особенность этой горелки заключается в том, что ее головка имеет не коллектор с большим числом мелких отверстий, а коническую трубку с одним отверстием большого диаметра (40 мм). В результате этого значительно удлиняется пламя горелки. Вследствие разрежения в топке вторичный воздух по кольцевому зазору между горелкой и специальным кожухом поступает к корню факела. У горелки предусмотрена возможность регулирования количества первичного и вторичного воздуха.

Такие горелки применяют при переоборудовании на газовое топливо ресторанных плит и пищеварочных котлов (причем в плите может быть одна горелка или блок, состоящий из двух-трех горелок). Тепловая нагрузка горелки составляет 18,6 кВт, давление газа 1,3 кПа. Горелка рассчитана на сжигание газа с теплотой сгорания $Q_н^c$=36 000 кДж/м^3. В зависимости от теплоты сгорания газа в горелке устанавливают сопло соответствующего диаметра.

16.5. Горелки с незавершенным предварительным смешением газа с воздухом

Большая группа разнообразных по конструкции и различных по производительности горелок относится к горелкам с незавершенным предварительным смешением газа с воздухом. У горелок этого типа процесс смесеобразования начинается в самой горелке и активно завершается в топочной камере. Вследствие этого газ сгорает коротким и несветящимся пламенем. В связи с тем что до выхода в топку, где начинается процесс горения, газовоздушная смесь частично была приготовлена, скорость горения определяется диффузионными и кинетическими факторами. Следовательно, у этих горелок осуществляется диффузионно-кинетический способ сжигания газа.

Горелки рассмотренного типа состоят из систем раздельной подачи газа и всего воздуха, необходимого для горения, а также устройств, в которых начинается процесс смесеобразования. В топку поступает газовоздушная смесь, представляющая собой турбулентный поток с неравномерными полями концентраций горючего и окислителя в поперечном сечении. Попадая в зону высоких температур, смесь воспламеняется. Участки потока, в которых концентрация газа и воздуха находится в стехиометрическом соотношении, сгорают кинетическим способом, а зоны, в которых процесс смесеобразования не завершен, выгорают диффузионно. Процессом смешения в топке управляет смесительное устройство горелки, так как структуру потока и движение его отдельных частиц определяют условия его выхода из смесителя. Смешение газа и воздуха у этих горелок происходит в результате турбулентной диффузии, поэтому такие горелки называют *горелками турбулентного смешения.*

Для повышения интенсивности процесса сжигания газа следует максимально интенсифицировать смеше-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

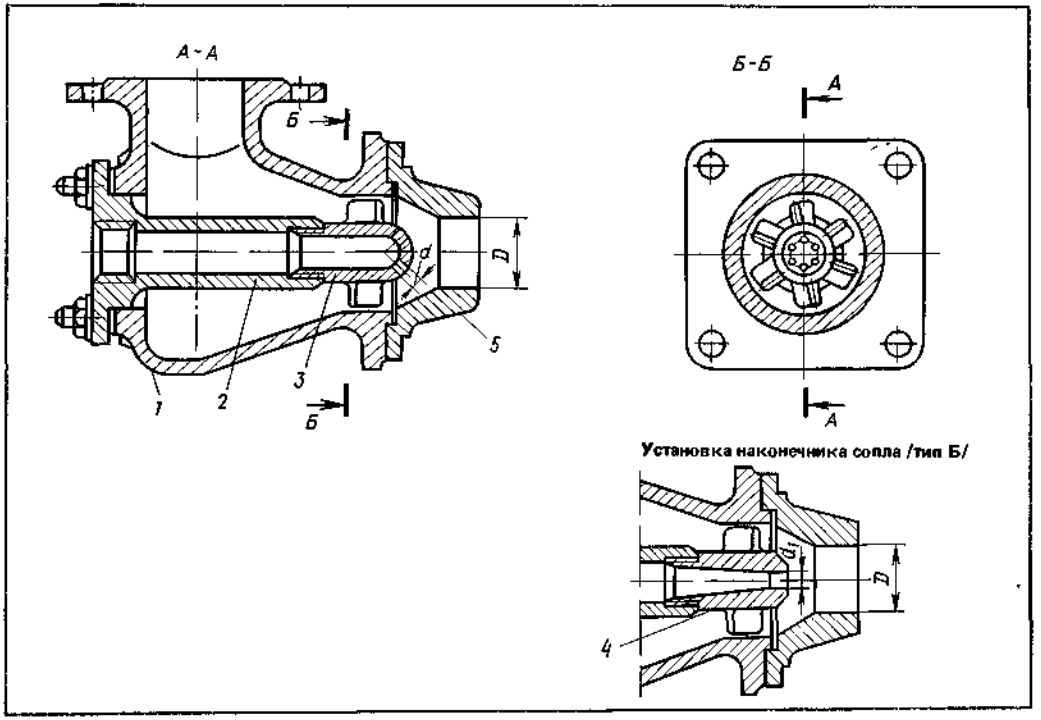


Рис. 16.10. Турбулентная горелка типа ГНП *1*— корпус, *2*— сопло, *3*— наконечник сопла типа А, *4* – наконечник сопла типа Б, *5*— носик

ние газа с воздухом, так как смесеобразование является тормозящим звеном всего процесса. Интенсификации процесса смесеобразования достигают: закручиванием потока воздуха направляющими лопатками; тангенциальным подводом или устройством улиток; подачей газа в виде мелких струй под углом к потоку воздуха; расчленением потоков газа и воздуха на мелкие потоки, в которых происходит смесеобразование.

Горелки турбулентного смешения нашли широкое применение. Основными положительными качествами таких горелок являются: а) возможность сжигания большого количества газа при сравнительно небольших габаритах горелки (особенно важно для мощных котлов); б) широкий диапазон регулирования производительности горелки; в) возможность подогрева газа и воздуха до температур, превышающих температуру воспламенения, что имеет большое значение для некоторых высокотемпературных печей; г) сравнительно простое выполнение конструкций с комбинированным сжиганием топлива (газа — мазута, газа — угольной пыли). Недостатки рассматриваемых горелок: принудительная подача воздуха и сжигание газа с химической неполнотой, большей, чем при кинетическом горении. Горелки турбулентного смешения имеют различную производительность от 60 кВт до 60 МВт. Их используют для обогрева промышленных печей и котлов.

Горелки турбулентного смешения ГНП конструкции Теплопроекта производительностью 7 ... 250 $м^3/ч$ при давлении газа и воздуха 0,4 ... 2 кПа показаны на рис. 16.10. Горелки выпускают девяти типоразмеров с двумя типами наконечников газового сопла. Наконечник *А* обеспечивает короткофакельное сжигание, а наконечник *Б* создает удлиненный факел.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Газ входит в горелку через патрубок и истекает с определенной скоростью из сопла. Воздух в горелку подают под давлением, перед входом в носик горелки он закручивается. Смешение газа с воздухом начинается внутри горелки при выходе газа из сопла и интенсифицируется закрученным потоком воздуха. При многоструйной подаче газа (с наконечником *А*) процесс образования смеси протекает быстрее и газ сгорает в коротком факеле. Горелку устанавливают совместно с керамическим туннелем, служащим стабилизатором горения. Горелки обеспечивают сжигание газа при отсутствии химической неполноты при коэффициенте избытка воздуха α=1,05 ... 1,1. При давлении газа 4 кПа длина факела для горелок с наконечником типа А в зависимости от типоразмера горелки изменяется от 0,6 до 2,3 м.

Основные размеры серии горелок ГНП следующие: диаметр выходного отверстия изменяется в пределах D= =25 ... 142 мм; диаметр газовых отверстий у наконечника типа А равен: d=3,2 ... 15,5, а число их изменяется от 4 до 6; диаметр газового отверстия у наконечника типа Б равен: d_1=5,5 ... 31 мм (обозначения показаны на рис. 16.10). По результатам государственных испытаний горелки рекомендованы к применению. Основными положительными качествами их являются: простота и компактность конструкции, возможность работы при низких давлениях газа и воздуха, широкие пределы регулирования производительности. Горелки этого типа предназначены для обогрева кузнечных и термических печей, сушилок.

Многоструйная вихревая горелка конструкции Мосгазпроекта показана на рис. 16.11; работа горелки основана на принципе дробления основных потоков газа и воздуха на несколько мелких потоков. Внутри этих потоков происходит интенсивный процесс смесеобразования. Многоструйная вихревая горелка предназначена для сжигания природного газа с теплотой сгорания $Q_н^с$ =35 МДж/м^3 и имеет производительность 226 м^3/ч. Газ входит в горелку через патрубок, поступает в газовую камеру, в которой разбивается на 8 мелких потоков в соответствии с числом газовых трубок. Из каждой трубки газ выходит в виде 12 тонких струек с направлением под углом к потоку воздуха. Диаметр выходных отверстий 4,3 мм. Воздух поступает в пространство между трубками и также разбивается на 8 мелких потоков. Каждый малый поток воздуха закручивается с помощью лопаток направляющих аппаратов и поступает в цилиндрические выходные каналы, пересекая газовые струйки; здесь начинается процесс смесеобразования. Необходимое давление газа 1,3 кПа, а воздуха 1 кПа. Вихревые горелки выпускают восьми типоразмеров производительностью 39 ... 940 м^3/ч.

Горелка имеет короткий несветящийся факел, длина которого при максимальных нагрузках составляет 1 ... 1,5 м и обеспечивает устойчивую работу при изменении давления от 30 до 1 500 Па и достаточно полное сжигание газа при коэффициенте избытка воздуха α=1,1. Горелка практически работает бесшумно. Ее огневую часть располагают в зоне высоких температур и для предохранения от быстрого разрушения футеруют. Как показали испытания, температура корпуса горелки не превышает 40 ... ... 50° С, а температура фронтовой плиты достигает 140 ... 150° С. Для наблюдения за работой горелки и зажигания газа в середине ее (по оси) предусмотрена труба диаметром 80 мм. Горелка предназначена для сжигания газа в топках котлов и промышленных агрегатов.

Для обогрева котлов электростанций наибольшее распространение получили **горелки турбулентного смешения,** у которых газ подают в закрученный поток воздуха в виде большого числа струй. Это обеспечивает интенсивное перемешивание газа с воздухом и достаточно полное выгорание газа. Воздушный поток закручивается с помощью «улиток», направляющих лопаток или тангенциальным

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

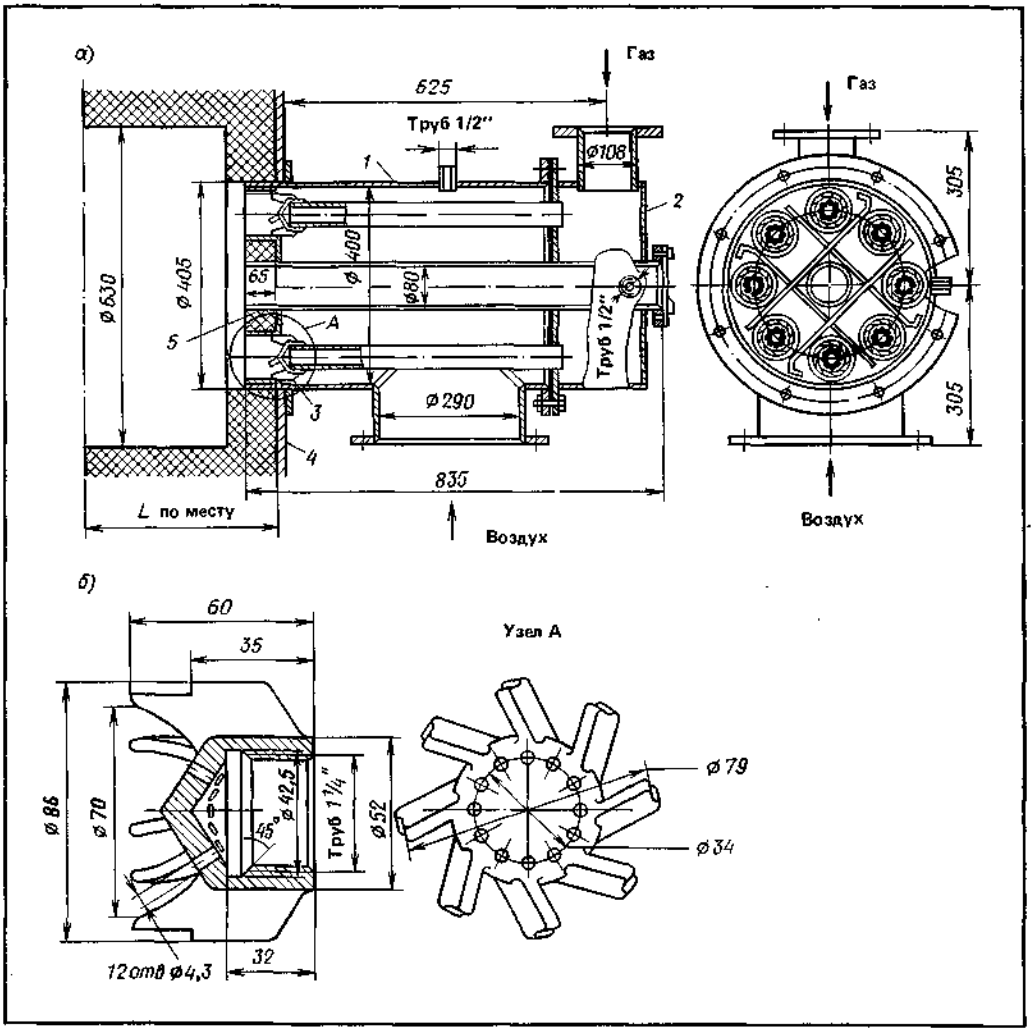


Рис. 16.11. Многоструйная вихревая газовая горелка низкого давления конструкции Мосгазпроекта
а — горелка; *б* — наконечник с отверстиями и направляющим аппаратом; *1*—воздушная камера; *2*—газовая камера; *3*—наконечник; *4*— фронтовая плита; *5*— футеровка

подводом воздуха. Струйки газа вытекают из отверстий малого диаметра с большой скоростью и под прямым углом пересекают воздушный поток. Если в горелке газ подают по центральной трубе и он, вытекая из нее, пересекает воздушный поток, двигаясь от центра к периферии, такие **горелки называют горелками с центральной подачей газа.** Если газ подают из камеры, расположенной снаружи горелки, и струйки его движутся по направлению к центру, в этом случае **горелки называют горелками с периферийной подачей.**

Турбулентные горелки часто выполняют комбинированными: пылегазовыми или газомазутными. Комбинированные горелки позволяют быстро переводить работу котла с одного вида топлива на другой, что имеет большое значение для потребителей-регуляторов. Кроме того, газ в этих горелках может сжигаться одновременно с другим видом топлива. Как

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

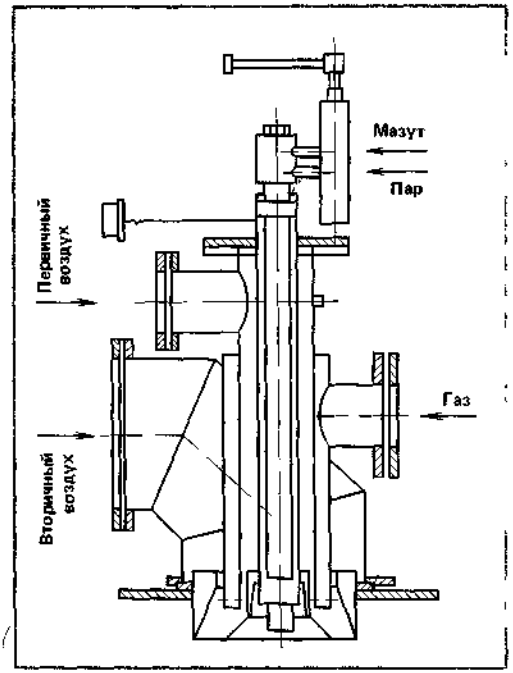


Рис. 16.12. Схема газомазутной горелки ГМГМ

показывает опыт, применение комбинированных горелок дает более высокий эффект, чем одновременное использование газовых и пылеугольных горелок или газовых горелок и мазутных форсунок.

Газомазутная горелка типа ГМГМ показана на рис 16.12. Горелка выпускается четырех типоразмеров с номинальным расходом газа от 185 до 820 м^3/ч и предназначена для установки в котлах средней мощности типа ДКВР. Газ поступает в коллектор кольцевого сечения под давлением в 3,5 кПа и выходит из отверстий в виде струй в закрученный поток вторичного воздуха, чем достигается интенсивное смесеобразование. Первичный воздух подается по внутреннему каналу, закручивается и направляется к мазутной форсунке, где с распыливаемым мазутом образует топливно-воздушную смесь. Основное сгорание осуществляется за счет вторичного воздуха. Доля первичного воздуха при номинальном режиме составляет 10 ... 15 %. У горелок применены завихрители тангенциально-аксиального типа с прямыми лопатками и односторонней закруткой первичного и вторичного воздуха. Давление воздуха до 1,4 кПа. Двухзонные направляющие аппараты обеспечивают устойчивое горение топлива в широком диапазоне (коэффициент глубины регулирования производительности равен 5). Топливо сгорает при небольшом коэффициенте избытка воздуха: при сжигании газа с α=1,05, при сжигании мазута с α=1,15 Содержание NO_x в продуктах сгорания до 0,18 г/м^3. Длина мазутного факела 1 ... 2,5 м. Распыливание мазута осуществляется паромеханическими форсунками завода «Ильмарине». Горелки прошли государственные испытания и рекомендованы к применению.

Пылегазовая горелка конструкции Мосэнерго с центральной подачей газа производительностью 2400 м^3/ч показана на рис. 16.13. Она представляет собой пылеугольную горелку, приспособленную для сжигания газа. На угольной пыли горелка работает следующим образом. Смесь первичного воздуха с угольной пылью (аэровзвесь) подают в топку по кольцевому каналу центральной трубы, а вторичный воздух поступает в топку через улитку. Резервным топливом у таких горелок служит мазут, для чего в центральной трубе устанавливают мазутную форсунку. Реконструкция горелок для сжигания газа сводится к замене мазутной форсунки кольцевым каналом, по которому подают газ. В центральной части канала размещена труба, оканчивающаяся чугунным наконечником. В наконечнике имеется 115 отверстий диаметром 7 мм, размещенных в пять рядов. Газ выходит со скоростью 61,7 м/с, пересекая закрученный улиткой поток воздуха. Для защиты от обгорания пылевой части горелки и уменьшения сопротивления горелки по воздушной стороне примерно 10 ... 12 % воздуха подают по тракту первичного возду-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

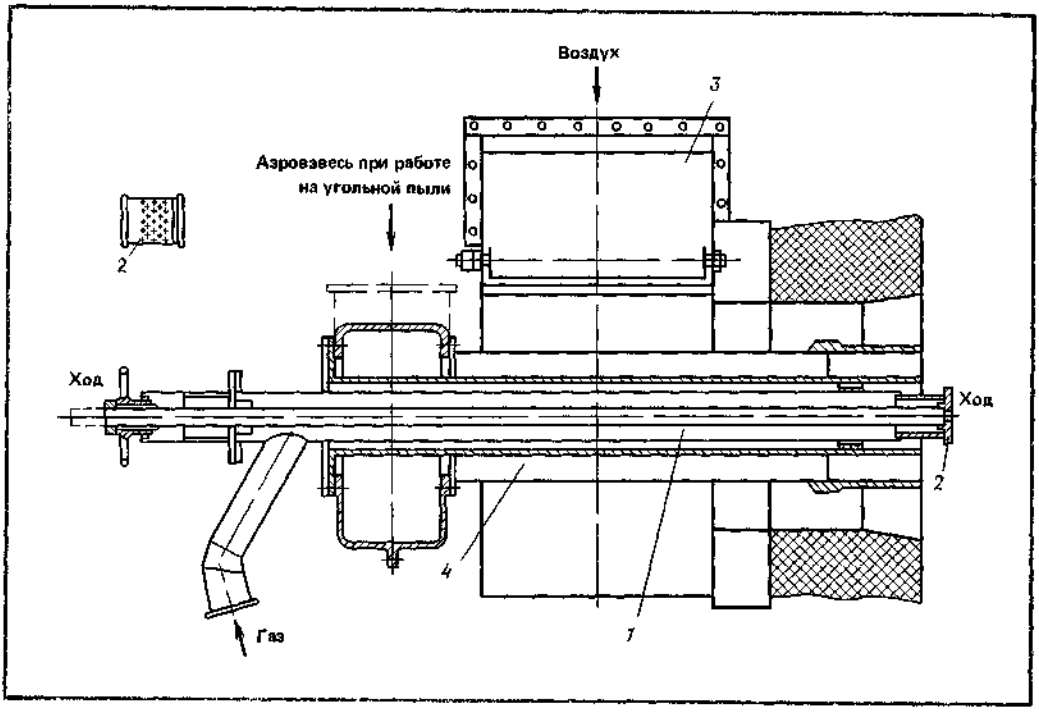


Рис. 16.13. Комбинированная пылегазовая горелка с центральной подачей газа на выходе из амбразуры
1— кольцевой канал для подачи газа, *2*— наконечник газоподводящих труб, *3*—«улитка» для закручивания воздушного потока, *4*— кольцевой канал для подачи смеси первичного воздуха с угольной пылью

ха пылевой горелки. При работе горелки на угольной пыли для предотвращения обгорания газовый наконечник вдвигают внутрь горелки.

У горелок этого типа газообразное топливо сгорает длинным светящимся факелом. Газ выходит из отверстий чугунного наконечника в виде тонких струй непосредственно в топку, где протекает процесс смесеобразования газа с воздухом, но горелка активно воздействует на этот процесс, так как в топку подают закрученный поток воздуха, который пересекает газовые струи. Горелки конструкции Мосэнерго с центральной подачей газа занимают промежуточное положение между горелками с незавершенным предварительным смешением газа с воздухом и диффузионными горелками.

Горелки работают с избытками воздуха α=1,1 ... 1,2; химическая неполнота сгорания при различных нагрузках составляет 1,5 ... 4 %.

Как показали исследования процесса перемешивания поперечных газовых струй с закрученным потоком воздуха, наилучшие результаты получаются при периферийной подаче газа. Это объясняется тем, что наибольший расход воздуха движется по кольцу большого диаметра горелки, поэтому при подаче газа через наибольший периметр наружной поверхности горелки дальнобойность газовых струй должна быть меньше и их легче распределить в воздушном потоке. Этим объясняется тот факт, что горелки с центральной подачей газа работают с бóльшими потерями от химической неполноты горения, чем горелки с периферийной подачей газа. Горелки с центральной подачей газа проще при изготовлении и ремонте.

У горелок с периферийной подачей газ поступает в кольцевую газовую камеру, охватывающую горелку с наружной стороны, и вытекает из

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

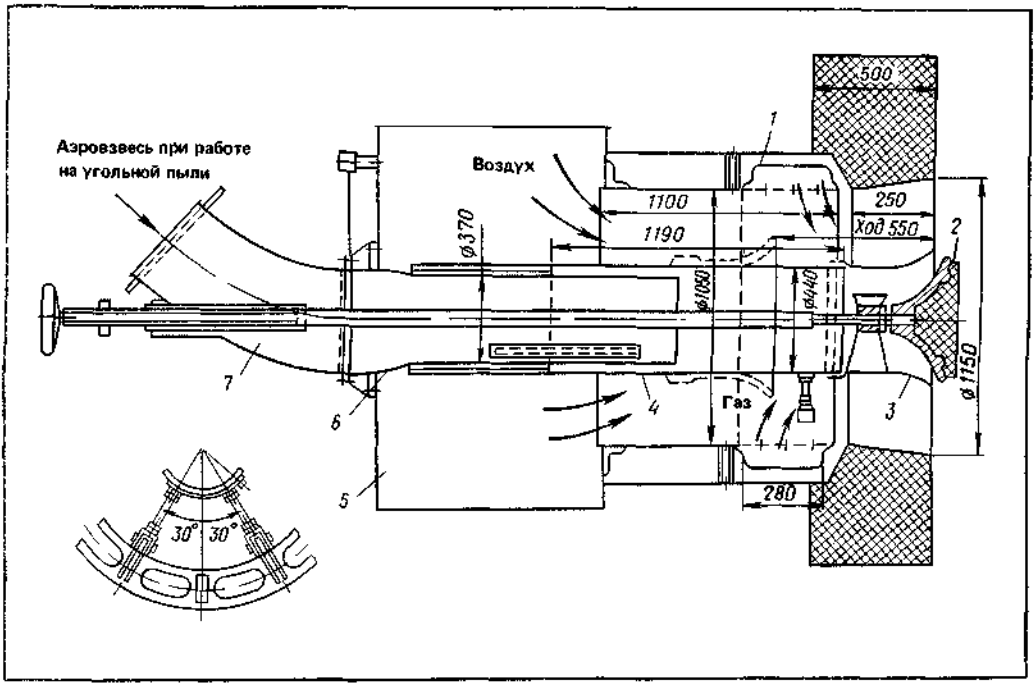


Рис. 16.14. Комбинированная пылегазовая горелка с периферийной подачей газа в амбразуру
1— газовая камера, *2*— раздаточный конус, *3*— раструб, *4*— подвижная труба, *5*— корпус «улитки», *6*— центральная неподвижная труба, *7*— канал для подачи смеси угольной пыли с первичным воздухом

нее через круглые отверстия диаметром 5 ... 8 мм со скоростью 110 ... ... 160 м/с. Газовые струи, обладающие большой дальнобойностью, пересекают закрученный поток воздуха, движущийся со скоростью около 26 ... ... 30 м/с под прямым углом. Интенсивное смесеобразование начинается в горелке и завершается в топке. Такая организация процесса обеспечивает быстрое и хорошее перемешивание газа с воздухом, в результате чего газ сгорает несветящимся факелом. При правильном расположении газовых отверстий горелки работают с потерями от химической неполноты сгорания, равными 0,4 ... 0,7 %.

Комбинированная пылегазовая горелка системы «Оргрэс» с периферийной подачей газа производительностью 3000 м^3/ч показана на рис. 16.14. На угольной пыли горелка работает следующим образом. Смесь пыли с первичным воздухом подают по центральной трубе через чугунный раструб в топку. На выходе из насадка поток разбивается о конус-рассекатель. Вторичный воздух входит в горелку через «улитку», которая обеспечивает его закручивание. При сжигании углей с малым выходом летучих веществ для подсвечивания пылеугольного факела в горелку подают некоторое количество газа.

При работе на газообразном топливе во избежание перегрева чугунный насадок с конусом переводят в крайнее левое положение. Газ подают в камеру, охватывающую цилиндрическую часть горелки по периферии, и он выходит из нее через большое число малых отверстий, пересекая поток воздуха, который поступает в горелку через «улитку». Чтобы предотвратить перегрев и обгорание горелки, газовая камера омывается с наружной стороны воздухом, поступающим через окна, расположенные в корпусе «улитки». Газовая струя, вытекая из отверстия, проникает в глубь воздушного потока на расстояние,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

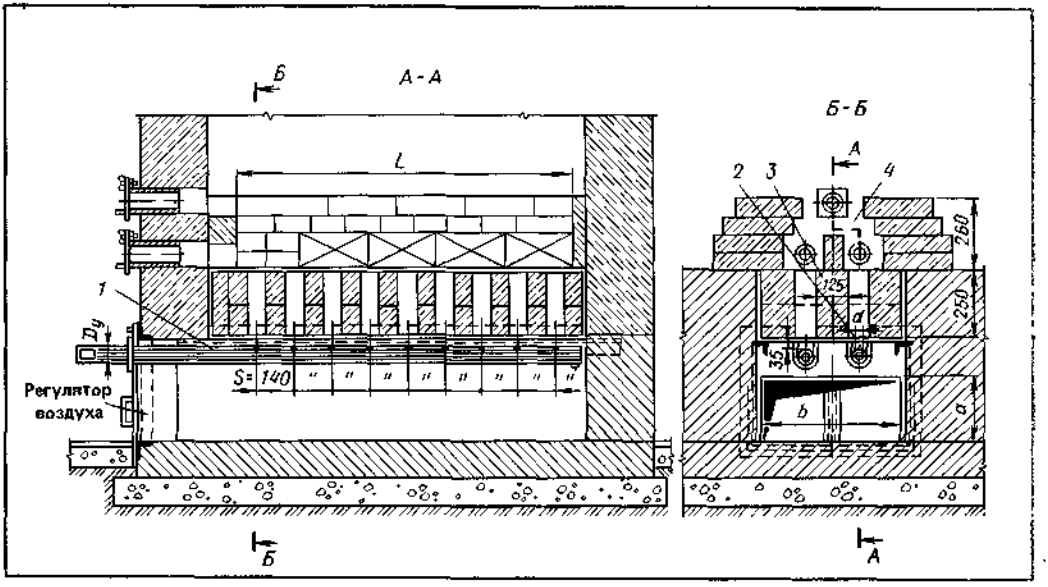


Рис. 16.15. Форкамерная горелка низкого давления
1— труба с отверстиями для выхода газа, *2*— стальная опорная рама, *3*— керамический блок смесителя, *4*— форкамера из огнеупорного кирпича

определяемое ее дальнобойностью, и под воздействием воздушного потока поворачивается, принимая направление движения воздуха. Расположение отверстий, их диаметр и скорость выхода газа выбирают так, чтобы газовые струи после поворота как можно равномернее распределялись по поперечному сечению воздушного потока. В этом случае будут обеспечены наилучшее перемешивание газа с воздухом и наименьшая химическая неполнота горения газа.

Форкамерная горелка низкого давления, разработанная Укргипроинжпроектом, показана на рис. 16.15. Горелки такого типа размещают на полу топки и используют для обогрева чугунных секционных котлов, сушилок и других установок Горелка состоит из стальной трубы с отверстиями для выхода газа и керамического моноблока из огнеупорного стандартного кирпича. Моноблок образует ряд каналов (смесителей) высотой 250 мм, длиной 75 мм и шириной 80 .. 100 мм (по расчету) и форкамеру. Моноблок установлен на металлической раме, к которой прикреплена труба горелки. Газовые струи эжектируют 50 ... ... 80 % воздуха, остальной воздух поступает за счет разрежения в топке. В результате эжекции интенсифицируется смесеобразование. В каналах смесь подогревается и при выходе воспламеняется. Из каналов горящая смесь поступает в общий туннель (форкамеру), где газ в основном сгорает (до 95 %). Догорание происходит в объеме топки. Высота факела составляет 0,6 .. 0,9 м. Коэффициент избытка воздуха $\alpha=1,1$ .. 1,15 Разрежение в топке должно быть не менее 5 Па.

16.6. Горелки без предварительного смешения газа с воздухом

В горелках без предварительного смешения газ и воздух раздельными потоками подаются в топку, где происходит смесеобразование и горение. Отличительной особенностью таких горелок, называемых диффузионными, является то, что газовая струя или газовые струи выходят из горелки лишь в зоне амбразуры, где господ-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ствуют высокие температуры, и газовые струи сразу воспламеняются. Процесс горения протекает по мере образования газовоздушной смеси на поверхности струи за счет диффузии кислорода из потока воздуха. Скорость горения и излучение пламени определяются скоростью диффузии. Если газовая струя достаточно мощная и процесс смесеобразования, а следовательно, и горения затягивается, тогда возникают зоны термического разложения углеводородов и пламя делается светящимся и значительных размеров. Если газ подается в виде ряда струек малых размеров, а воздушный поток турбулизируется путем его закрутки, тогда диффузионный процесс доставки кислорода в зону горения интенсифицируется и газовые струйки малых размеров быстро выгорают. При такой организации диффузионного горения пламя будет коротким и с малым свечением или вообще без свечения.

Диффузионные горелки в конструктивном отношении могут представлять собой трубу с просверленными отверстиями. Газ поступает в горелку и выходит из отверстий без предварительного смешения с воздухом. Горелки такого типа работают с малыми форсировками и преимущественно в области ламинарного режима. Они находят применение при сжигании искусственных газов под небольшими водонагревательными устройствами.

Другим вариантом диффузионной горелки является горелка с подачей газа и воздуха двумя параллельными потоками. При необходимости предельно затормозить процесс смесеобразования и вытянуть факел следует подавать газ и воздух с одинаковыми скоростями и одинаковыми плотностями. Этого можно достичь подогревом газа или воздуха. При ламинарном режиме процесс смесеобразования в начальной стадии будет протекать только в результате молекулярной диффузии. Малая интенсивность смешения газа с воздухом будет затягивать процесс горения и увеличивать длину факела. С возрастанием скорости потока (в пределах ламинарного режима) будет увеличиваться и длина пламени. Горелки такого типа находят применение в случаях, когда по технологическим условиям требуется затянуть процесс горения для создания равномерных и невысоких температур.

Диффузионные горелки применяют в сталеплавильных и стекловарочных печах. В результате раздельной подачи газа и воздуха становится возможным подогревать воздух до температуры, превышающей температуру воспламенения газа. Газ сгорает ярко светящимся факелом. Большая степень черноты пламени и высокая температура подогрева воздуха обеспечивают интенсивный радиационный поток теплоты, направленный на нагреваемый материал. К достоинствам диффузионных горелок относятся: возможность работы на низком давлении газа и без вентиляторного дутья; простота конструкции; отсутствие проскока пламени; возможность работы на воздухе с температурой выше температуры воспламенения газа.

К горелкам диффузионного типа относятся **подовые горелки,** которые используют при переводе отопительных котлов со слоевыми топками на газообразное топливо. У этих горелок газ без предварительного смешения с воздухом выходит в топку, куда из-под колосников поступает воздух. Такая организация процесса смесеобразования типична для диффузионных горелок. Газовые струйки у подовых горелок направляются под углом к потоку воздуха и равномерно распределяются по его сечению. Процесс смешения осуществляется в специальной щели, образуемой огнеупорной кладкой. Это интенсифицирует смешение газа с воздухом, уменьшает избытки воздуха и обеспечивает устойчивое зажигание образующейся смеси. У подовых горелок колосниковую решетку закладывают огнеупорным кирпичом, оставляя несколько щелей, в которых размещают трубы с просверленными в них отверстиями для выхода газа.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

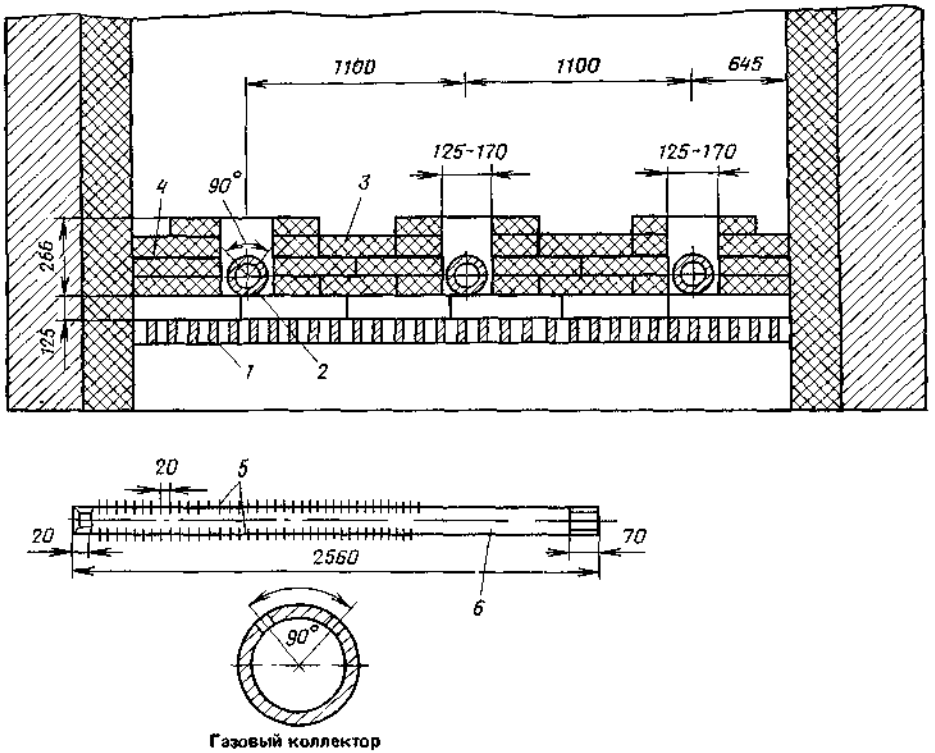


Рис. 16.16. Расположение в топке подовой горелки с прямой щелью
1— колосниковая решетка, *2*— горелка, *3*— под из огнеупорного кирпича, *4*— листовой асбест, *5*— два ряда отверстия в шахматном порядке диаметром 2,5 мм, шаг 20 мм, по 84 шт с каждой стороны, *6*— газовый коллектор

Расположение подовой горелки в топке показано на рис. 16.16. Коллекторы горелки установлены на кирпичах, расположенных на колосниковой решетке. Над коллекторами огнеупорная кладка образует прямые щели, в которые выходит газ, не смешанный с воздухом. Отверстия для выхода газа расположены в 2 ряда в шахматном порядке, симметрично по отношению к вертикальной плоскости с углом между рядами отверстий 90 ... 180°. Воздух подается под колосниковую решетку вентилятором или поступает туда в результате разрежения в топке, поддерживаемого тягой, и проходит через щель, омывая коллектор горелки с двух сторон. Струя газа в результате турбулентной диффузии перемешивается с воздухом и на расстоянии 20 ... 40 мм от отверстий горелки начинает гореть. Процесс горения заканчивается на расстоянии 0,5 ... 1 м от горелки.

Таким образом, у подовых горелок осуществляется диффузионный принцип сжигания газа. Процесс смесеобразования активизируется тем, что поток газа разбивается на мелкие струйки, выходящие с большой скоростью под углом к прямому потоку воздуха. Огнеупорные стенки щели выполняют роль стабилизатора горения, предотвращая отрыв пламени, и одновременно являются косвенными излучателями, повышающими прямую отдачу в топке. Максимальная температура на поверхности щели колеблется в пределах 900 ... 1200 °С, а на поверхности коллектора в отдель-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ных точках она достигает 300 ... ... 500° С. Температура колосниковой решетки под щелью не превышает 75 ... 80° С.

Как показали экспериментальные исследования, подовые горелки обеспечивают сжигание газа без химической неполноты при коэффициенте избытка воздуха α, равном 1,1 ... 1,3. Концентрация оксидов азота в продуктах горения составляет около 0,12 г/м^3. Подовые горелки работают на низком давлении газа (1000 ... ... 5000 Па) и при давлении воздуха 600 ... 1000 Па. При работе горелок без дутья в топке должно поддерживаться разрежение 20 ... 30 Па для котлов средней производительности (2 ... 10 т пара в 1 ч) и не менее 8 Па для небольших отопительных котлов. Оптимальная скорость выхода природного газа из отверстий коллектора составляет 25 ... 80 м/с, а скорость воздуха в плоскости коллектора — 2,5 ... 8 м/с.

Экспериментально установлено, что щель, по оси которой располагается коллектор, целесообразно выполнять прямой (см. рис. 16.16). Прямая щель проста по устройству и обеспечивает благоприятные условия для горения газа. Щель выкладывают из огнеупорного шамотного кирпича класса А первого сорта. Для предотвращения присоса воздуха в топке между рядами кирпичей целесообразно прокладывать листовой асбест толщиной 4 ... 6 мм. Требуемый избыток воздуха и температура коллектора зависят от угла между рядами отверстий. При угле 90° требуется бо́льший избыток воздуха, но температура коллектора горелки будет ниже (до 330° С). Если угол составляет 180°, то коэффициент избытка воздуха меньше, а температура коллектора достигает 530° С. Поэтому при работе на холодном воздухе можно принимать угол, равный 90 ... 180°, а при горячем воздухе — только 90°. При работе на низком давлении без дутья целесообразно принимать угол, равный 90°.

Для подовых горелок, предназначенных для промышленных котлов, рекомендуется принимать следующие размеры: диаметр коллектора 50 ... ... 100 мм, диаметр отверстий 2 ... 3 мм, шаг между отверстиями 15 ... 20 мм (6 ... 10) $d_{от}$. Отверстия следует располагать в шахматном порядке, высота щели должна составлять 200 ... ... 260 мм, ширину определяют расчетом, и она обычно составляет 80 ... ... 180 мм. Подовые горелки чугунных отопительных котлов выполняют следующих размеров: диаметр отверстий 1,3 ... 2 мм, шаг между отверстиями 10 ... 20 мм, высота щели 130 ... ... 200 мм, а ширину также определяют расчетом и принимают 80 ... ... 110 мм.

Тепловые напряжения поперечного сечения щели горелки составляют 2,9 ... 23 МВт. Горелки располагают на колосниковой решетке так, чтобы обеспечить наиболее равномерное распределение температур в горизонтальном сечении топки. Число горелок выбирают в соответствии с числом топочных дверок, а длину — в соответствии с длиной топки. Подовые горелки целесообразно устанавливать в топках котлов с колосниковыми решетками при переводе их на газ. При установке подовых горелок в чугунных отопительных котлах, работающих без дутья, в топках последних разрежение должно быть не менее 8 Па, а высота топки — не менее 700 мм.

Плоскопламенная горелка ГПП, разработанная Институтом газа АН УССР, показана на рис. 16.17. Эта горелка создает разомкнутый диффузионный факел, который раскрывается на 180° и растекается тонким веерообразным слоем вдоль стены, в которой установлена горелка. Факел имеет большой диаметр, его плоскость располагается перпендикулярно оси горелки и газ выгорает в тонком слое у поверхности кладки на выходе из амбразуры. Кладка раскаляется и служит источником интенсивного излучения. Такое развитие факела обеспечивает равномерное температурное поле вблизи излучающей стенки (на расстоянии 200 ... 250 мм) и равно-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

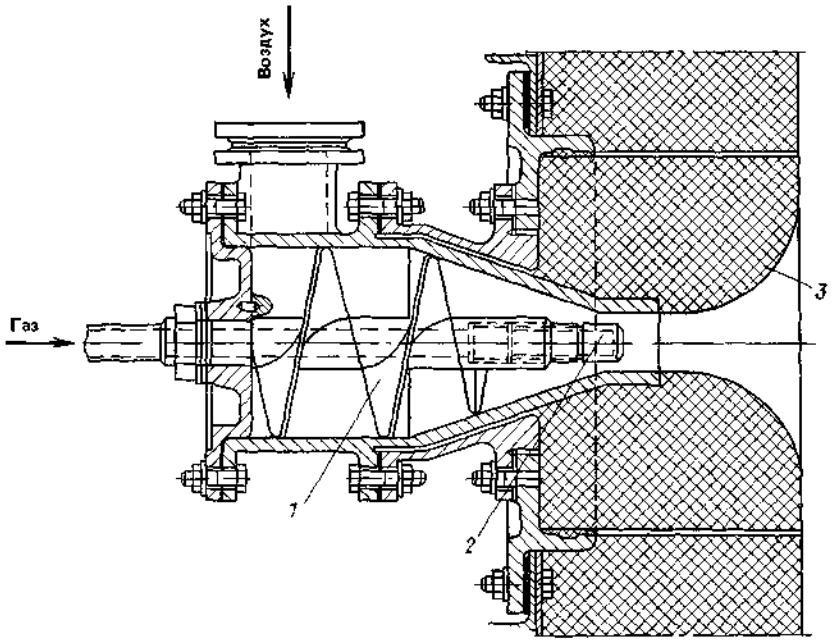


Рис. 16.17. Плоскопламенная горелка
1— завихритель воздуха, *2*— газовое отверстие, *3*— огнеупорная стенка

мерные лучистые потоки от нее. Разомкнутый факел создается в результате интенсивного закручивания воздушного потока винтовым завихрителем.

Газ выходит из малых отверстий, просверленных по окружности в конце газового наконечника, в виде струек, воспламеняется в амбразуре горелки и горит диффузионным пламенем в закрученном потоке воздуха. В расширяющейся части туннеля под воздействием радиальных скоростей факел раскрывается и догорает вблизи поверхности кладки. По оси горелки располагается зона рециркуляции продуктов горения. Раскаленные продукты горения зажигают свежую смесь и обеспечивают стабилизацию пламени.

Горелки выпускают семи типоразмеров производительностью от 5 до 160 м^3/ч и трех модификаций: низкого давления (ГППН —3 кПа), среднего давления (ГППС —12 кПа) и высокого давления (ГППВ —70 кПа). Необходимое давление воздуха 3 кПа. Горелки работают с коэффициентом избытка воздуха α=1,02 ... 1,05 и коэффициентом глубины регулирования производительности от 10 до 18. Диаметр газовых отверстий 6 ... 12 мм. Горелки предназначены для установки в нагревательных и термических печах.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Глава 17.
Расчет газовых горелок

17.1. Расчет атмосферных горелок

Расчет головки горелки. Одним из основных параметров работы горелок является скорость выхода газовоздушной смеси из отверстий головки W_0. Ее относят к нормальным условиям и задают из условий устойчивого горения газа. Скорость выхода газовоздушной смеси должна быть такой, чтобы устранить проскок и отрыв пламени. Величина зоны устойчивого горения зависит от состава газа, коэффициента первичного воздуха α' и диаметра выходных отверстий d_0. Чем больше величины α' и d_0, тем при бо́льших скоростях будет происходить проскок пламени. Следовательно, с увеличением значений α' и d_0 увеличивается предельная скорость проскока пламени и во избежание проскока необходимо принимать бо́льшие скорости W_0 выхода газовоздушной смеси из отверстий горелки.

Существует минимальный диаметр выходного отверстия, при котором нет проскока пламени. Он называется критическим. Примерные значения критических диаметров $d_{кр}$ в зависимости от состава газа следующие: для природных и сжиженных газов 2,5 мм, для коксовых и сланцевых газов соответственно 1,5 и 2 мм, водорода 0,9 мм.

При малых коэффициентах первичного воздуха горючие свойства газовоздушной смеси настолько ухудшаются, что пламя не может проскочить внутрь горелки. Наибольшие значения коэффициентов α', при которых еще нет проскока, в зависимости от состава газа следующие: для природных газов 0,65, для коксовых 0,6, для бутана 0,65. Если коэффициент α' горелки меньше приведенных значений, пламя не может проскочить внутрь горелки. Примерные значения предельных скоростей $W_{пр}$ (т. е. тех минимальных скоростей, при которых еще нет проскока пламени) для некоторых газов в зависимости от значений α' и d_0 приведены в табл. 17.1. Если $W_0 < W_{пр}$, то пламя проскочит внутрь горелки. Чем больше коэффициент α' и меньше диаметр отверстий d_0, тем меньше скорость, при которой произойдет отрыв пламени. Следовательно, с увеличением величины α' и уменьшением d_0 уменьшается предельная скорость отрыва пламени. Примерные значения предельных скоростей $W_{от}$ (т. е. максимальных скоростей, при которых еще нет отрыва пламени) в зависимости от величин α', d_0 и состава газа приведены в табл. 17.2. При значениях $W_0 > W_{от}$ пламя отрывается от горелки.

Расчетную скорость выбирают на основании табл. 17.1 и 17.2. Для обеспечения максимального диапазона регулирования горелки коэффициент первичного воздуха следует выбирать таким, чтобы пламя не могло проскочить внутрь горелки при любых нагрузках. Вместе с тем для повышения качества горения следует задавать возможно большие значения α'. Учитывая изложенное, величину коэффициента первичного воздуха α' целесообразно принимать для коксового газа равной 0,55 ... 0,6, а для природного газа и бутана — 0,6 ... 0,65. Скорость выхода смеси принимают не более 0,6 ... 0,7 предельной скорости, соответствующей отрыву пламени.

Диаметр отверстий выбирают в пределах 2,5 ... 8 мм. Чем меньше диаметр отверстий, тем меньше высота пламени, но тем больше число отверстий при неизменной производительности горелки. Для искусственных газов следует принимать меньшие диаметры отверстий, чем для природных. Для горелок, запроектированных с величиной α', близкой к единице,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 17.1. **Предельные скорости проскока $W_{пр}$ при $\alpha'=0,7$ и 0,8, отнесенные к нормальным условиям, м/с**

Диаметр отверстий, мм	Газ					
	коксовый		природный		бутан	
	$\alpha'=0,7$	$\alpha'=0,8$	$\alpha'=0,7$	$\alpha'=0,8$	$\alpha'=0,7$	$\alpha'=0,8$
4	0,75	1	0,1	0,25	0,2	0,4
8	1	1,6	0,1	0,25	0,2	0,4

Таблица 17.2. **Предельные скорости отрыва пламени $W_{от}$, отнесенные к нормальным условиям, м/с**

Диаметр отверстия, мм	Газ								
	коксовый		природный				бутан		
	$\alpha'=0,7$	$\alpha'=0,8$	$\alpha'=0,5$	$\alpha'=0,6$	$\alpha'=0,7$	$\alpha'=0,8$	$\alpha'=0,6$	$\alpha'=0,7$	$\alpha'=0,8$
1	8,3	6,9	1,7	1,3	1	0,8	1,15	0,9	0,7
2	8,75	7,25	1,9	1,5	1,2	0,95	1,2	0,95	0,75
4	9,75	8,2	2,55	2,15	1,75	1,3	1,55	1,3	1,1
6	11,15	9,5	3,4	2,95	2,5	2,1	1,85	1,65	1,35
8	—	—	4,5	4	3,5	3	—	—	—

и работающих в широком диапазоне нагрузок, следует принимать диаметр отверстий меньше критического, так как при приближении коэффициента первичного воздуха к единице значительно сужаются пределы устойчивой работы горелки. Для природного газа при величине $\alpha'>0,65$ диаметр принимают не более 1,8 мм.

Если длина пламени не лимитирована, можно принимать значительно большие диаметры отверстий (например, для горелки с одним выходным отверстием). Расстояние между отверстиями в одном ряду необходимо выбирать, чтобы обеспечить передачу пламени от отверстия к отверстию (максимальный шаг), предупредить возможность слияния языков пламени и не затруднять подхода вторичного воздуха (минимальный шаг). Последнее приводит к увеличению высоты пламени и химическому недожогу. При коэффициенте первичного воздуха α', равном 0,6 ... 0,65, целесообразно принимать следующие расстояния между осями отверстий; при диаметре отверстий $d_0=1$ мм — около $4d_0$, а при d_0, равном 2 ... 6 мм, (2,4 ... ... 2,8) d_0.

Увеличение глубины выходных каналов горелки до определенной величины повышает устойчивость ее работы, раздвигая пределы проскока и отрыва пламени. Это объясняется стабилизацией поля скоростей. Глубину выходных каналов принимают равной (2 ... 3) d_0. Расположение отверстий в отдельных выступающих над головкой горелки соплах, как показал опыт, не улучшает условий для подхода вторичного воздуха. При расположении отверстий в два ряда расстояние между рядами следует выбирать в 2 ... ... 2,5 раза больше шага отверстий. Отверстия следует располагать в шахматном порядке и таким образом, чтобы к каждому из них был обеспечен подход вторичного воздуха (хотя бы с одной стороны). Для более равномерного распределения газовоздушной смеси по отверстиям горелки необходимо, чтобы поперечное сечение головки в 1,7 ... 2,5 раза превышало суммарное сечение выходных отверстий. Если головка горелки имеет значительную длину, то целесообразно уменьшить ее поперечное сечение по ходу движения газовоздушной смеси. Это приводит к выравниванию высоты пламени для ближних и дальних отверстий.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Необходимую площадь выходных отверстий F_0 определяют из выражения

$$F_0=\frac{Q_1(1+\alpha' V_0)}{W_0},$$

где Q_1 — производительность горелки при 0 °С и 101,3 кПа; F_0 — суммарная площадь выходных отверстий; W_0 — скорость выхода газовоздушной смеси из отверстий горелки, отнесенная к нормальным условиям; V_0 — объем теоретически необходимого воздуха для горения газа, м³/м³.

Давление газовоздушной смеси в головке $\Delta p_{см}$, которое необходимо для работы горелки с расчетными параметрами, определяют по уравнению

$$\Delta p_{см}=k_1\frac{W_0^2}{2}\rho_{см}, \qquad (17.1)$$

где k_1 — коэффициент, учитывающий потери энергии в головке горелки; $\rho_{см}$ — плотность газовоздушной смеси при нормальных условиях, кг/м³.

Коэффициент k_1 учитывает потери, связанные с истечением газовоздушной смеси из насадок головки горелки, и потери энергии на ускорение потока в выходных каналах вследствие его нагрева и расширения. Потери при истечении учитывают коэффициент расхода отверстий головки горелки μ_0. Величина μ_0 зависит от конструкции выходных каналов. Если выход газовоздушной смеси из головки выполнен в виде отверстий, просверленных непосредственно в трубе, то величина μ_0 равна 0,65 ... 0,7. Для отверстий малых диаметров в трубах (d_0=1 ... 1,5 мм) коэффициент расхода в зависимости от отношения длины канала l к его диаметру имеет следующие значения: при l/d_0=0,75 μ_0=0,77; при l/d_0=1,5 μ_0=0,85. Если выходные насадки представляют собой каналы длиной от двух до четырех диаметров отверстий, то величина μ_0 равна 0,75 ... 0,82, причем меньшие значения следует выбирать для коротких каналов с малыми диаметрами. Потери при истечении из головки определяют с помощью коэффициента сопротивления отверстий головки.

Коэффициент расхода и коэффициент сопротивления связаны следующими соотношениями:

$$\mu_0=1/\sqrt{1-\zeta};\ \zeta_0=\frac{1+\mu_0}{\mu_0^2}.$$

Потери на ускорение, возникающие вследствие расширения потока от нагрева, определяют на основании уравнения Бернулли, а также уравнений количества движения и сплошности течения. Обозначая входные величины индексом *1*, а выходные — индексом *2*, для цилиндрического канала можно записать:

$$p_1+\frac{W_1^2}{2}\rho_1=p_2+\frac{W_2^2}{2}\rho_2+\Delta p_p;$$

$$(p_1-p_2)F=M(W_2-W_1);$$

$$\rho_1 W_1=\rho_2 W_2,$$

где Δp_p — потери давления на расширении потока в цилиндрическом канале.

Из совместного решения этих уравнений получаем

$$\Delta p_p=\left(\frac{\rho_1}{\rho_2}-1\right)\frac{W_1^2}{2}\rho_1.$$

Применительно к головке атмосферной горелки с учетом уравнения состояния газа это выражение можно записать так:

$$\Delta p_p=\zeta_p\frac{W_0^2}{2}\rho_{см};\ \zeta_p=\frac{\rho_1}{\rho_2}-1=\frac{T}{273}-1,$$

где ζ_p — коэффициент сопротивления цилиндрического канала при расширении в нем потока, отнесенный к динамическому давлению холодного потока; T — температура газовоздушной смеси на выходе из каналов головки горелки.

Общие потери энергии в головке горелки рассчитывают по формулам:

$$\Delta p_{гол}=(\zeta_0+\zeta_p)\frac{W_0^2}{2}\rho_{см}=\zeta_{гол}\frac{W_0^2}{2}\rho_{см};$$

$$\zeta_{гол}=\zeta_0+\frac{T}{273}-1 \qquad (17.2)$$

Избыточное давление в головке горелки определяют из формулы

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

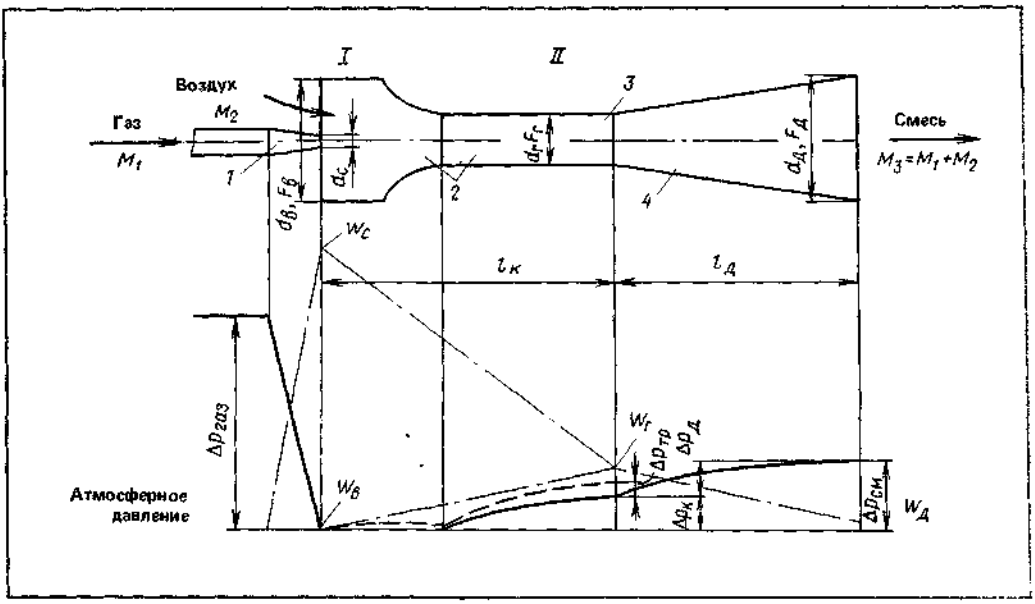


Рис. 17.1. Эжекционный смеситель для атмосферных горелок
1 — сопло, *2* — камера смешения, *3* — горловина эжектора, *4* — диффузор

$$\Delta p_{см} = \frac{W^2_{вых}}{2}\rho_{вых} + \Delta p_{гол} =$$

$$= \frac{W_0^2}{2}\rho_{см}\frac{T}{273} + \xi_{гол}\frac{W_0^2}{2}\rho_{см}, \qquad (17.3)$$

где $W_{вых}$ и $\rho_{вых}$ — скорость и плотность газовоздушной смеси при выходе из головки горелки

Они заменены скоростью W_0 и плотностью $\rho_{см}$ на основании уравнений сплошности течения и состояния газа. Из сравнения уравнений (17.1)—(17.3) получаем выражение для коэффициента k_1:

$$k_1 = \zeta_0 + 2\frac{T}{273} - 1 \qquad (17.4)$$

Температура подогрева в выходных каналах T зависит от конструкции горелки и топки и параметров работы горелки. В большинстве случаев она находится в пределах 50...150 ° С. Для головок конфорочных горелок бытовых плит коэффициент k_1 примерно равен 2,7...2,9.

Расчет эжекционного смесителя горелки. Эжекционные смесители (эжекторы) находят широкое применение в горелках различного типа. Они выполняют следующие функции: засасывают воздух из атмосферы и смешивают его с газом; создают необходимое избыточное давление, достаточное для преодоления гидравлического сопротивления головки горелки (а также сопротивления туннеля и противодавления в топке); создают необходимую скорость выхода газовоздушной смеси, которой задаются из условий устойчивой работы горелки. Эжекторы, являясь совершенными смесительными устройствами, просты по конструкции и надежны в эксплуатации.

Схема эжектора, часто используемого для горелок низкого давления, показана на рис. 17.1. Он состоит из следующих основных элементов: сопла, из которого выходит газ; камеры смешения, состоящей из всасывающей и стабилизирующей частей, в которых осуществляются смешение газа с воздухом и стабилизация скоростного поля потока, и диффузора, где повышается давление газовоздушной смеси.

Работа эжектора заключается в следующем. Газ выходит из сопла со скоростью W_c в виде свободной

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

струи (рис. 17.2). В пределах сопла потенциальная энергия давления газа преобразуется в кинетическую. Свободная струя газа расширяется под углом α, равным 25...29°, и в конце всасывающей части камеры смешения на расстоянии $2...2{,}8d_г$ от сопла струю отсекают стенки эжектора (здесь диаметр эжектора примерно на 30 % больше диаметра горловины). Всасывающая часть выполнена в виде коллектора с крутыми образующими. Диаметр коллектора имеет достаточные размеры для того, чтобы не препятствовать развитию свободной струи. Скорость входа воздуха в коллектор ничтожно мала, поэтому струя газа эжектирует практически неподвижный воздух. Такие смесители в дальнейшем будем называть эжекторами с малой скоростью эжекции.

Струя газа имеет турбулентный режим движения. В результате поперечных турбулентных пульсаций моли газа выходят из струи в окружающий воздух, передают его молям импульсы (количества движения) и заставляют их двигаться вдоль потока. При этом воздух в пограничном слое турбулизируется, моли воздуха в свою очередь внедряются в струю газа и получают ускорение, тормозя струю. Этот процесс захвата воздуха, протекающий в пограничном слое струи, прекращается в месте ее отсечения. В дальнейшем в стабилизирующей части камеры смешения в результате турбулентной диффузии происходит выравнивание полей скоростей и концентраций, но соотношение между газом и воздухом уже не изменяется. Статическое давление в пределах всасывающего участка практически сохраняется постоянным, а в стабилизирующей части растет. Стабилизирующая часть камеры смешения в начале сделана плавно сужающейся, которая в дальнейшем переходит в цилиндрическую. Такая форма обеспечивает наиболее интенсивную стабилизацию с минимальными потерями.

В месте отсечения струи поле скоростей потока характеризуется значительной неравномерностью, и этот поток обладает кинетической энергией, превосходящей энергию стабилизированного потока с таким же расходом и равномерным полем скоростей.

Кинетическую энергию потока в любом сечении $E_к$ определяют по формуле

$$E_к = \int \rho \frac{W^2}{2} W dF = \frac{\bar{W}^2_{кэ}}{2} \rho Q,$$

где ρ — плотность; W — скорость; F — поперечное сечение; $\bar{W}_{кэ}$ — средняя скорость по кинетической энергии; Q — объемный расход.

Введя коэффициент неравномерности скоростного поля по кинетической энергии ψ_2, кинетическую энергию потока можно определить исходя из средней скорости по расходу. Коэффициент ψ_2 определяют из выражения

$$\bar{W}^2_{к.э} = \psi_2 \bar{W}^2,$$

где $\bar{W}$ — средняя скорость по расходу, определяемая из уравнения

$$\bar{W} = M/(\rho F) = Q/F,$$

где M — массовый расход.

Учитывая изложенное, получим следующее уравнение для определения кинетической энергии потока:

$$E_к = \frac{\bar{W}^2_{кэ}}{2} \rho Q = \psi_2 \frac{\bar{W}^2}{2} \rho Q.$$

Значения коэффициента ψ_2 зависят от профиля поля скоростей. Так, для параболического поля $\psi_2 = 2$, для профиля скоростей, соответствующего установившемуся турбулентному режиму, $Re = 10\,000$, $\psi_2 = 1{,}06$, а для прямоугольного поля скоростей величина $\psi_2 = 1$. Для цилиндрического участка камеры смешения эжектора средняя скорость по расходу постоянна, но если в его пределах будет изменяться профиль поля скоростей, соответственно будет изменяться и кинетическая энергия потока.

Входное поле скоростей в цилиндрическую часть камеры смешения имеет профиль, обладающий значительной неравномерностью, а выходное поле выравнивается и приобретает характер, соответствующий режиму движения. В связи с этим коэффициент ψ_2 снижается, кинетическая энергия потока также уменьшается, час-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

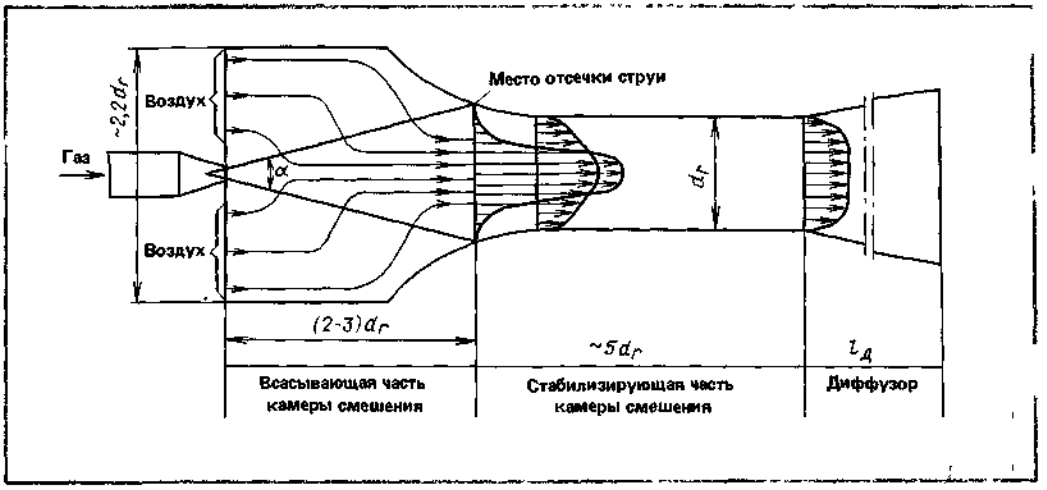


Рис. 17.2. Аэродинамическая схема работы эжектора с малой скоростью эжекции

тично превращаясь в потенциальную энергию, в результате чего растет статическое давление.

Так, если в начале потока величина $\psi_2' \approx 2$, а после стабилизации $\psi_2' \approx 1{,}06$, то кинетическая энергия потока уменьшится на

$$E_к = (\psi_2' - \psi_2') \frac{\bar{W}^2}{2} \rho Q = 0{,}94 \frac{\bar{W}^2}{2} \rho Q,$$

т. е. примерно вдвое. Таким образом, в цилиндрической части камеры смешения эжектора происходит торможение потока, и этот процесс накладывается на процесс смешения. Если стабилизирующую часть камеры выполнить конической, то, выбирая соответствующую степень сужения конуса, можно добиться постоянного статического давления вдоль всей камеры и отделить процесс смешения от процесса торможения, продолжив последний далее в диффузоре. Частичное совмещение торможения со смешением потоков, осуществляемое в эжекторе, повышает его эффективность. В результате указанных процессов поток газовоздушной смеси в конце камеры смешения обладает статическим $\Delta p_к$ и динамическим давлением $\frac{W_г^2}{2} \rho_{см}$. Длину камеры смешения следует выбирать такой, чтобы ее размеры обеспечивали завершение этих процессов.

Несмотря на определенную ясность динамики процесса эжекции, профиль проточной части камеры смешения эжектора и его линейные размеры в настоящее время не поддаются точному теоретическому расчету; их находят экспериментальным путем. Однако основные сечения эжектора и параметры потока в конце камеры смешения и в конце диффузора можно рассчитать теоретически. При расчете используют основные законы механики и исходят из несколько упрощенной схемы распределения давления по длине эжектора.

Кривая давлений по длине эжектора представляется следующей. В пределах всасывающей части камеры смешения давление постоянное. Коническую часть участка стабилизации выполняют такой, чтобы падение давления, связанное с поджатием потока, было компенсировано его ростом за счет деформации скоростного поля. Таким образом, в пределах сужающейся части участка стабилизации статическое давление также сохраняется постоянным. В цилиндрической части камеры смешения давление повышается за счет перераспределения энергии, что связано со стабилизацией скоростного поля. Та-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

кая схема исключает осевую составляющую реакции стенок и потерю энергии на удар о них. Кроме того, она позволяет значительно упростить уравнение количества движения, применяемое для расчета эжектора.

При движении смешивающихся потоков в проточной части камеры смешения эжектора происходят потери энергии. Основные потери связаны с самим процессом смешения и являются потерями на удар, которые определяются законом сохранения количества движения. Эти потери аналогичны потерям при ударе неупругих тел. Кроме того, в проточной части наблюдаются: потери на трение, потери, связанные с торможением потока в камере смешения и диффузоре и потери при истечении газа из сопла.

С увеличением неравномерности входного поля скоростей снижается КПД диффузора, поэтому перед входом в диффузор поток должен иметь наиболее равномерное поле, что приводит к необходимости стабилизировать поток до его входа в диффузор. Основное назначение диффузора — увеличивать избыточное давление, создаваемое эжектором. При выходе из него поток газовоздушной смеси обладает статическим давлением $\Delta p_{см}$ и скоростью $W_д$. Следует отметить, что в диффузоре происходит интенсивное перемешивание потока, и если в камере газ с воздухом достаточно хорошо не перемешался, то этот процесс завершится в диффузоре. Таким образом, диффузор создает дополнительные условия, которые обеспечивают равномерные поля концентрации смеси при выходе ее из эжектора.

Основное уравнение эжектора. Расчет эжектора основывается на следующих трех законах: законе импульсов (количества движения) и законах сохранения энергии и массы. Несмотря на сложность процесса смешения, параметры потока в конце смесительной камеры могут быть определены на основании указанных законов без детального рассмотрения механизма смешения. Закон импульсов для сечений *I—II* эжектора (см. рис. 17.1) выражается следующим образом:

$$W_c M_1 - W_г M_з = \\ = F_г(\Delta p_{см} + \Delta p_{тр} - \Delta p_д), \qquad (17.5)$$

где W_c — скорость истечения газа из сопла, M_1 и $M_з$ — массовые расходы газа и газовоздушной смеси, $W_г$ — скорость газовоздушной смеси в горловине эжектора, $F_г$ — поперечное сечение горловины эжектора, $\Delta p_д$ и $\Delta p_{см}$ — статические давления, создаваемые диффузором и эжектором в целом, $\Delta p_{тр}$ — потери давления на трение в камере смешения

Скорости в уравнении (17.5) являются средними по количеству движения, но с помощью коэффициента неравномерности скоростного поля по количеству движения ψ_1 они могут быть выражены через средние скорости по расходу:

$$\bar{W}_{к\,д} = \psi_1 \bar{W},$$

где $\bar{W}_{к\,д}$ — средняя скорость по количеству движения, ψ_1 — коэффициент неравномерности скоростного поля по количеству движения

Коэффициент ψ_1 определяют из следующих соотношений:

$$\bar{W}_{к\,д} M = \psi_1 \bar{W} M = \int_F W(\rho W dF).$$

Коэффициент ψ_1 зависит от профиля поля скоростей. Для параболического поля величина $\psi_1 = 1{,}38$; для поля скоростей, соответствующего установившемуся турбулентному режиму (при $Re = 10\,000$), $\psi_1 = 1{,}02$; для прямоугольного поля скоростей $\psi_1 = 1$. Поле скоростей газа при истечении его из сопла имеет профиль, близкий к прямоугольному, поэтому с достаточной степенью точности можно считать, что коэффициенты неравномерности ψ_1 и ψ_2 для сопла равны единице и их в дальнейшем в уравнение вводить не будем. Для горловины эжектора этот коэффициент $\psi_{1г}$ учитывают, так как в этом случае поле скоростей обладает определенной неравномерностью.

При низком давлении газа можно пренебречь его сжимаемостью и на основании закона сохранения массы написать следующие уравнения:

$$M_1 = Q_1 \rho_г = \bar{W}_c F_c \rho_г; \qquad (17.6)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$M_3 = Q_3\rho_{см} = \bar{W}_г F_г \rho_{см}; \quad (17.7)$$

$$Q_3 = Q_1 + Q_2;\ M_3 = M_1 + M_2; \quad (17.8)$$

$$\rho_{см} = \frac{M_3}{Q_3} = \rho_г \frac{1+u}{1+us}, \quad (17.9)$$

где Q_1, Q_2, Q_3 — объемные расходы газа, воздуха и газовоздушной смеси, M_2 — массовый расход воздуха; $F_с$ — выходное сечение сопла; $\rho_г$, $\rho_в$, $\rho_{см}$ — плотности газа, воздуха и газовоздушной смеси, $s = \rho_г/\rho_в$ — относительная плотность газа, u — массовый коэффициент эжекции, $u = M_2/M_1$; us — объемный коэффициент эжекции

$$us = Q_2/Q_1 = \alpha' V_0;\ 1 + us = Q_3/Q_1. \quad (17.10)$$

Для получения основного уравнения эжектора в безразмерном виде обозначим отношения площади горловины $F_г$ к площади сопла $F_с$ через $\bar{F}$, т. е.

$$\bar{F} = F_г/F_с.$$

Эта величина является основным параметром эжектора.

Подставим полученные зависимости в уравнение (17.5):

$$\frac{2}{\bar{F}} \frac{\bar{W}_с^2}{2} \rho_г \left[1 - \psi_{1г} \frac{(1+u)(1+us)}{\bar{F}} \right] =$$

$$= \Delta p_{см} + \Delta p_{тр} - \Delta p_д. \quad (17.11)$$

Потери энергии на трение определяют из выражения

$$\Delta p_{тр} = \zeta_г \frac{\bar{W}_г^2}{2} \rho_{см},$$

где $\zeta_г = \lambda(l_к/d_г)$ — коэффициент сопротивления трению; λ — коэффициент трения; $l_к$ — длина камеры смешения, $d_г$ — диаметр горловины эжектора.

Закон сохранения энергии дает следующие зависимости:

для сопла

$$\Delta p_{газ} \mu_с^2 = \frac{\bar{W}_с^2}{2} \rho_г; \quad (17.12)$$

для диффузора

$$\Delta p_д = \frac{\bar{W}_г^2}{2} \rho_{см} \left[\frac{n^2 - 1}{n^2} - \zeta_д \right]. \quad (17.13)$$

где $\Delta p_{газ}$ — располагаемое (избыточное) давление газа перед соплом; $\mu_с$ — коэффициент расхода сопла; $n = F_д/F_г$ — степень расширения диффузора, $F_д$ — выходное сечение диффузора; $\zeta_д$ — коэффициент сопротивления диффузора, отражающий потери энергии с учетом коэффициента неравномерности поля скоростей, коэффициент $\zeta_д$ отнесен к бо́льшей скорости.

После преобразования уравнение (17.11) примет следующий вид:

$$\frac{\Delta p_{см}}{\Delta p_{газ}} = \frac{2\mu_с^2}{\bar{F}} - \frac{\mu_с^2 k}{\bar{F}^2}(1+u)(1+us), \quad (17.14)$$

где

$$k = 2\psi_{1г} + \zeta_г + \zeta_д - \frac{n^2 - 1}{n^2}. \quad (17.15)$$

Уравнение (17.14) является основным уравнением для расчета эжектора и в то же время его характеристикой. Оно связывает безразмерное давление, создаваемое эжектором $\Delta p_{см}/\Delta p_{газ}$, с коэффициентом эжекции u и основным параметром эжектора $\bar{F}$.

Характеристическое уравнение (17.14) выведено из схемы давлений (см. рис. 17.1). Эта схема предполагает такой режим работы эжектора, при котором давление в пределах конической части камеры смешения поддерживается постоянным и повышается в цилиндрической части. Данное условие является единственным ограничением для применения уравнения (17.14). При этом форма камеры смешения в явном виде в уравнении не учитывается, но она должна быть такой, чтобы удовлетворялось указанное ограничение.

При проектировании эжектора на основании имеющегося экспериментального материала можно задаться формой камеры смешения, при которой будет выполнено указанное условие. Но это условие выполняется только при определенном расчетном режиме, а при других режимах кривая давлений отклоняется от расчетной схемы и уравнение (17.14) будет давать приближенное решение. За расчетный режим обычно принимается оптимальный, т. е. такой режим, который для заданного коэффициента эжекции обеспечивает максимальное избыточное давление $\Delta p_{см}/\Delta p_{газ}$. Имеющийся экспериментальный материал по линейным размерам и форме камеры смешения в большинстве случаев относится к оптимальным или близким к ним режимам работы

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

эжектора. За пределами области, прилегающей к области оптимального режима, должны быть расхождения расчетных и экспериментальных данных. Приближенность характеристического уравнения (17.14) вне области оптимального режима объясняется еще тем, что с изменением режима работы эжектора будут изменяться коэффициенты неравномерности скоростных полей и коэффициенты, учитывающие потери энергии на преодоление гидравлических сопротивлений проточной части эжектора, которые при расчете характеристической кривой принимали постоянными. Однако, как показывают экспериментальные исследования, точность характеристического уравнения в пределах основного диапазона изменения коэффициента эжекции оказывается достаточной для практических целей.

Оптимальное значение основного параметра эжектора определим из характеристического уравнения путем его дифференцирования и отыскания максимума

$$\frac{d\left(\frac{\Delta p_{см}}{\Delta p_{газ}}\right)}{d\bar{F}} = -\frac{2\mu_c^2}{\bar{F}^2} + \frac{\mu_c^2 k(1+u)(1+us)2F}{\bar{F}^4} = 0,$$

отсюда

$$\bar{F}_{опт} = k(1+u)(1+us). \qquad (17.16)$$

Максимальное безразмерное давление, создаваемое эжектором, равно:

$$(\Delta p_{см}/\Delta p_{газ})_{макс} = \mu_c^2/\bar{F}_{опт}. \qquad (17.17)$$

Величина максимального безразмерного давления будет различной для различных значений u, причем с увеличением коэффициента эжекции величина $\Delta p_{см}/\Delta p_{газ}$ будет уменьшаться; кроме того, это безразмерное давление зависит от плотности газа. С увеличением плотности газа при одинаковых значениях u будет уменьшаться безразмерное давление, создаваемое эжектором. На рис. 17.3 построены кривые оптимальных значений F и соответствующих максимальных значений безразмерных давлений $\Delta p_{см}/\Delta p_{газ}$ для относительных плотностей газа $s=0{,}57$ и $s=1$. Из рассмотрения этих кривых видно, что у горелок, работающих с большими коэффициентами эжекции, оптимальное значение безразмерного давления весьма невелико.

На давление, создаваемое эжектором, значительное влияние оказывает профиль его проточной части. Чем рациональнее формы сопла и эжекционной трубки, тем выше эффективность эжектора. На величину минимально необходимого давления газа в значительной мере влияет форма сопла, ибо при истечении из него поток газа обладает большой энергией и каждый процент потери этой энергии имеет существенное значение. Коэффициенты расхода сопел в основном определяются конструкцией сопел. Коническое сопло с углом конусности около 13° имеет коэффициент $\mu_c=0{,}95$. Сопло с углом конусности 45° и цилиндрическим выходным каналом длиной $0{,}5d_c$ имеет коэффициент $\mu_c=0{,}9$; если это сопло имеет регулировочную иглу, тогда коэффициент $\mu_c=0{,}84$. Коноидальное сопло, выполненное по форме сжатой струи, имеет коэффициент $\mu_c=0{,}97$. При сверхкритических скоростях выхода газа следует устанавливать расширяющиеся сопла, для которых можно принимать коэффициент $\mu_c=0{,}95...0{,}97$.

Рациональная форма профиля всасывающей части камеры смешения у эжектора с малой скоростью эжекции — это конфузор, имеющий такие поперечные сечения, чтобы не стеснять развитие свободной струи газа, вытекающей из сопла. Он выполняется с постепенным сужением и переходом в цилиндрическую стабилизирующую часть. К наружной форме сопла особых требований предъявлять не следует, ибо вблизи него поток воздуха имеет ничтожную скорость. Длина камеры смешения должна быть такой, чтобы процесс стабилизации поля скоростей успевал закончиться до входа в диффузор. В большинстве случаев достаточно принимать ее равной пяти диаметрам горловины эжектора. Потери энергии на трение в камере смешения зависят от режима движения, качества обра-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ботки и длины камеры. Для большинства газовых горелок коэффициент потерь в камере смешения колеблется в пределах $\zeta_т = 0{,}06...0{,}12$.

Значение коэффициента неравномерности скоростного поля в горловине (в конце камеры смешения) $\psi_{1г}$ зависит от степени стабилизации потока и режима движения. Для камер, имеющих длину, равную 5...6 диаметрам, коэффициент $\psi_{1г}$ обычно колеблется в пределах 1,04...1,02. Для укороченных камер он может принимать значительно большие значения.

Потери энергии в диффузоре в основном зависят: от степени расширения $n = F_д/F_г = (d_д/d_г)^2$, угла раскрытия и коэффициента неравномерности входного поля скоростей. КПД диффузора $\eta_д$ связан с коэффициентом сопротивления диффузора $\zeta_д$ следующим соотношением:

$$\eta_д = 1 - \zeta_д \frac{n^2}{n^2 - 1}$$

Оптимальный угол раскрытия диффузора составляет 7...8°. Если камера смешения имеет нормальную длину, а диффузор выполнен с углом раскрытия 8°, то значения для $\zeta_д$ и $\eta_д$ можно выбирать по графику (рис. 17.4). Принимать степень расширения диффузора выше трех нецелесообразно, так как бо́льшие значения значительно увеличивают длину диффузора и лишь на несколько процентов повышают статическое давление.

На рис. 17.5 показаны три варианта конструкций эжекционных трубок эжекторов с малой скоростью эжекции. Варианту *а* соответствует оптимальная форма проточной части, при которой гидравлические потери будут наименьшими. Коэффициент потерь для этой трубки $k = 1{,}5$. В случае когда избыточное давление газа в сети больше минимально необходимого, используют укороченные эжекционные трубки. На рис. 17.5, *б, в* приведены две конструкции укороченных эжекционных трубок. Эти трубки характеризуются повышенными потерями энергии в проточной части, но имеют меньшие линейные размеры,

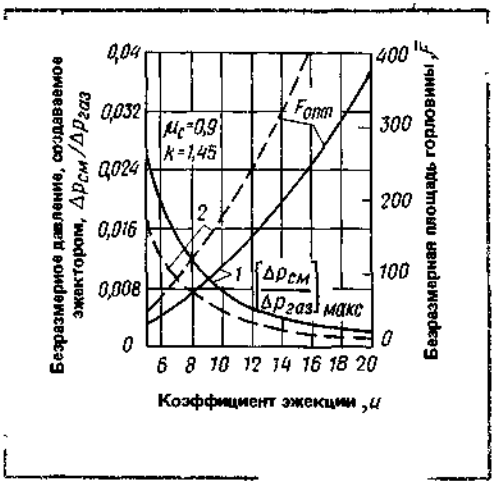


Рис. 17.3. Зависимость $(\Delta p_{см}/\Delta p_{газ})_{макс}$ и $F_{опт}$ от величины u
1—при $s = 0{,}57$, *2*—при $s = 1$

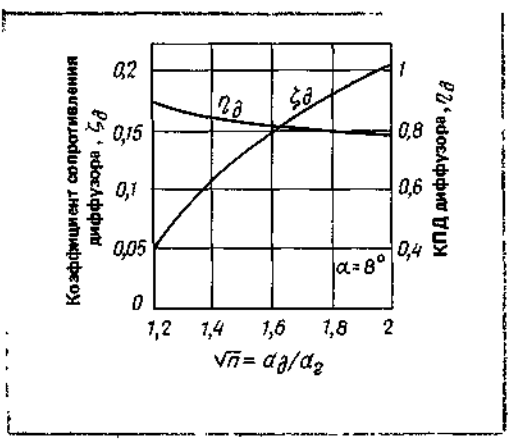


Рис. 17.4. Зависимость $\zeta_д$ и $\eta_д$ от n

что является их преимуществом. Коэффициент потерь для трубки типа *б* равен: $k = 2{,}1$, а для трубки типа *в* $k = 3$. Вопрос о возможности применения этих трубок решают в зависимости от располагаемого давления газа; чем оно больше, чем более короткие трубки можно использовать.

Конструктивный расчет горелки. Расчетное уравнение горелки получают из сравнения уравнения характеристики эжектора (17.14) и уравне-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

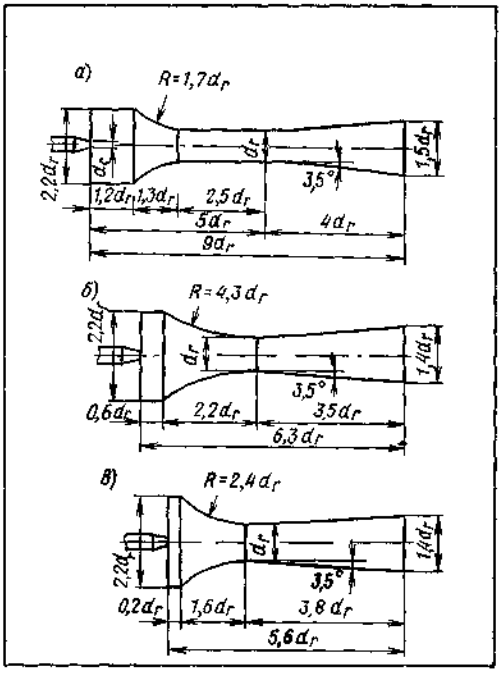


Рис. 17.5. Эжекционные трубки эжекторов с малой скоростью эжекции *а* — оптимальная форма трубки, *б в* — укороченные трубки

ния характеристики головки горелки (17.1). Преобразуем уравнение (17.1), используя соотношение между скоростью и расходом (17.10) для выходных отверстий горелки

$$W_0=\frac{Q_1(1+us)}{F_0},$$

а также уравнение (17.9). В результате преобразований получаем:

$$\Delta p_{см}=k_1\frac{Q_1^2(1+u)(1+us)\rho_г}{2F_0^2} \qquad (17.18)$$

Из уравнения (17.18) с учетом уравнений (17.6) и (17.12) получаем безразмерную характеристику горелки

$$\frac{\Delta p_{см}}{\Delta p_{газ}}=\mu_с^2k_1\frac{(1+u)(1+us)\bar{F}_1^2}{\bar{F}^2}, \qquad (17.19)$$

где $\bar{F}_1=F_г/F_0$ — параметр горелки

Сравнивая уравнения (17.14) и (17.19), получаем основное уравнение атмосферной горелки

$$(1+u)(1+us)=\frac{2\bar{F}}{k+k_1\bar{F}_1^2} \qquad (17.20)$$

Из уравнения (17.20) видно, что эжекционная способность горелки зависит только от конструкции горелки и не зависит от режима ее работы. Следовательно, горелка обладает саморегулируемостью. Это положение подтверждается экспериментально. Однако при значительных отклонениях режима работы горелки от оптимального саморегулируемость горелки нарушается. Эти нарушения объясняются некоторой приближенностью уравнения (17.14) и тем, что коэффициенты k и k_1 несколько изменяются с изменением режима работы горелки. В практических расчетах можно считать, что эжекционная способность горелки зависит от ее конструктивных качеств и сохраняется постоянной для основного диапазона изменения нагрузок.

В силу того, что основное уравнение горелки устанавливает непосредственную связь между ее эжекционной способностью и конструктивными размерами, оно может быть использовано для выявления влияния изменения сечений горелки ($F_с$, $F_г$, F_0) на коэффициент эжекции.

Оптимальное значение параметра горелки получаем из уравнения (17.20) после подстановки в него выражения для значения (17.16):

$$\bar{F}_{1опт}=\sqrt{k/k_1}. \qquad (17.21)$$

Для решения основного уравнения горелки (17.20) преобразуем его с учетом уравнения (17.21) и зависимости

$$x=\bar{F}_1/\bar{F}_{1\,опт}; \qquad (17.22)$$

в результате преобразований получаем:

$$Ax^2-2x-A=0, \qquad (17.23)$$

$$A=\frac{k(1+u)(1+us)\bar{F}_{1опт}F_с}{F_0} \qquad (17.24)$$

Решая уравнение (17.23), получаем два значения для x. В качестве расчетного следует принимать меньшее значение. Если параметр горелки $A=1$, то это значит, что горелка

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

работает в оптимальном режиме. Действительно, при $A=1$ из уравнения (17.23) получаем $x=1$, что соответствует оптимальному режиму [см. формулу (17.22)]. Если $A>1$, уравнение (17.23) дает мнимые корни, физически это означает, что горелка не может обеспечить требуемую эжекционную способность. Если $A<1$, что соответствует избыточному давлению газа, то в этом случае для сокращения размеров горелки целесообразно за расчетный режим принять неоптимальный режим или применить укороченную эжекционную трубку.

Выходное сечение сопла определяем из уравнений (17.6) и (17.12):

$$F_c=\frac{Q_1\sqrt{\rho_г}}{\mu_c\sqrt{2\Delta p_{газ}}}. \qquad (17.25)$$

Порядок конструктивного расчета атмосферной горелки следующий: 1) рассчитывают головку горелки и определяют величины значений α', u, d_0, F_0, k_1; 2) по заданному давлению газа находят величину F_c. Принимают определенный вид эжекционной трубки, затем рассчитывают значения A и x; 3) определяют величины $\bar{F}_{1опт}$, $F_г$ и все размеры эжектора.

Пример 17.1. Рассчитать атмосферную горелку производительностью $Q_1=10$ м^3/ч, в которой сжигают природный газ с теплотой сгорания $Q_н^с=35\,200$ кДж/м^3, $\rho=0{,}73$ кг/м^3, $V_0=9{,}3$ м^3/м^3. Давление газа перед горелкой $\Delta p_{газ}=1{,}3$ кПа.

Решение. Выбираем расчетные значения основных параметров горелки $\alpha'=0{,}6$, $d_0=6$ мм, $W_0=1{,}65$ м/с. Принятая скорость позволяет работать горелке с перегрузкой до $2{,}95/1{,}65=1{,}79$ раза (см. табл. 17.2). При значении $\alpha'=0{,}6$ проскока пламени не будет. Следовательно, диапазон регулирования горелки составляет 0...1,79 номинальной нагрузки. Глубину выходных каналов принимаем 12 мм

1. Рассчитаем суммарную площадь выходных отверстий

$$F_0=\frac{Q_1(1+\alpha' V_0)}{W_0}=$$

$$=\frac{10(1+0{,}6\cdot 9{,}3)}{0{,}36\cdot 1{,}65}=111\text{ см}^2.$$

2. Определим коэффициент эжекции по формуле (17.10)

$$u=\frac{\alpha' V_0}{s}=\frac{0{,}6\cdot 9{,}3}{0{,}57}=9{,}8.$$

3. Найдем значения коэффициентов потерь. Принимаем эжекционную трубку типа *в* (рис. 17.25), $k=3$. Для отверстий горелки принимаем коэффициент $\mu_0=0{,}8$, а температуру подогрева 100 °С.

Рассчитаем величину ζ и коэффициент k_1 по формуле (17.4):

$$\zeta_0=\frac{1-\mu_0^2}{\mu_0^2}=\frac{1-0{,}8^2}{0{,}8^2}=0{,}56;$$

$$k_1=\zeta_0+2\frac{T}{273}-1=0{,}56+2\frac{373}{273}-1=2{,}3.$$

Коэффициент расхода сопла принимаем равным $\mu_c=0{,}9$.

4. Определим площадь и диаметр сопла по формуле (17.25)

$$F_c=\frac{Q_1\sqrt{\rho_г}}{\mu_0\sqrt{2\Delta p_{газ}}}=\frac{10\sqrt{0{,}73}}{0{,}36\cdot 0{,}9\sqrt{2\cdot 1300}}=$$

$$=0{,}52\text{ см}^2;\ d_c=8{,}1\text{ мм}.$$

5. Найдем $\bar{F}_{1опт}$ по формуле (17.21)

$$\bar{F}_{1опт}=\sqrt{k/k_1}=\sqrt{3/2{,}3}=1{,}14.$$

6. Рассчитаем A по формуле (17.24)

$$A=\frac{k_1(1+u)(1+us)F_c\bar{F}_{1опт}}{F_0}=$$

$$=\frac{2{,}3(1+9{,}8)(1+9{,}8\cdot 0{,}57)0{,}52\cdot 1{,}14}{111}=0{,}885.$$

Так как $A<1$, следовательно, давление газа $\Delta p_{газа}=1{,}3$ кПа больше минимально необходимого. Для сокращения размеров горелки рассчитываем ее на неоптимальный режим. Определяем величину x из формулы (17.23):

$$0{,}885x^2-2x+0{,}885=0,\ x=0{,}6.$$

7. Определяем $F_г$ по формуле (17.22):

$$\bar{F}_1=x\bar{F}_{1опт}=0{,}6\cdot 1{,}14=0{,}685;\ F_г=\bar{F}_1F_0=$$

$$=0{,}685\cdot 111=76\text{ см}^2,\ d_г=9{,}8\text{ мм}$$

Остальные размеры эжектора выберем по рис. 17.5 как величины, кратные d_1.

Алгоритм конструктивного расчета горелки. Алгоритм и блок-схему конструктивного расчета атмосферной горелки составляем по вышеизложенной методике. Блок-схему удобно представить в виде двух частей: первая часть отражает расчет головки горелки, вторая — расчет горелки, включая расчет эжектора.

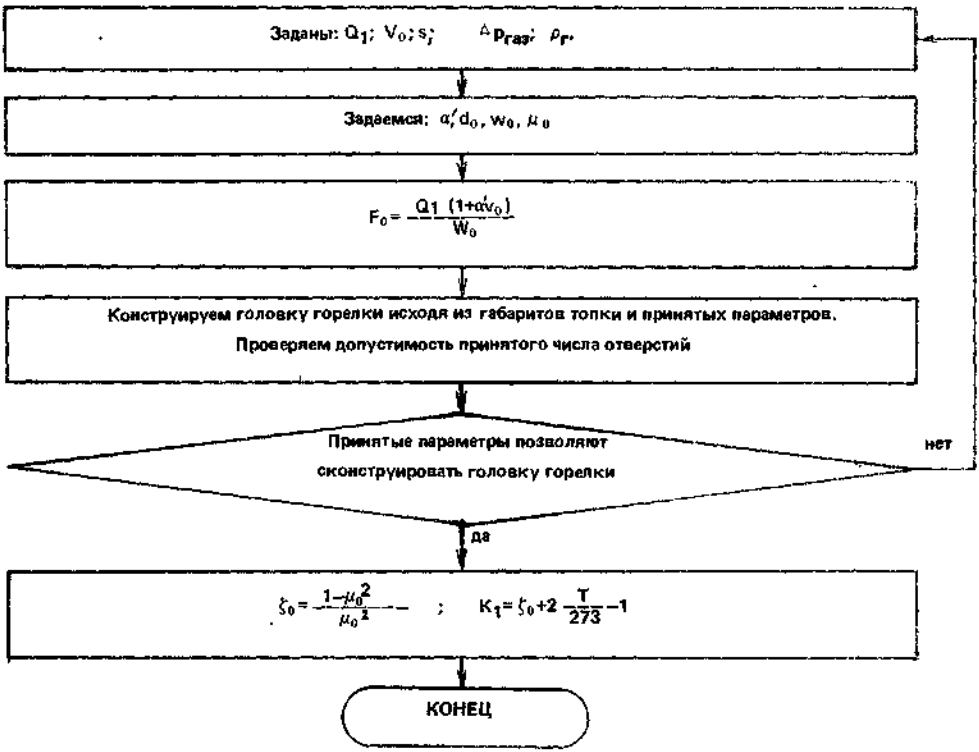
Расчет параметров работы горелки. Для возможности использования однотипных горелок при сжигании в них газов различных составов и при

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Алгоритм конструктивного расчета горелки

Блок–схема

Первая часть–расчет головки горелки



различных давлениях необходимо знать, каким образом изменяются параметры их работы при изменении значений $Q_{гор}$, s и $\Delta p_{газ}$. Кроме того, нужно выяснить, в какой мере можно влиять на параметры работы горелки изменением одного диаметра сопла, не изменяя при этом конструкции самой горелки.

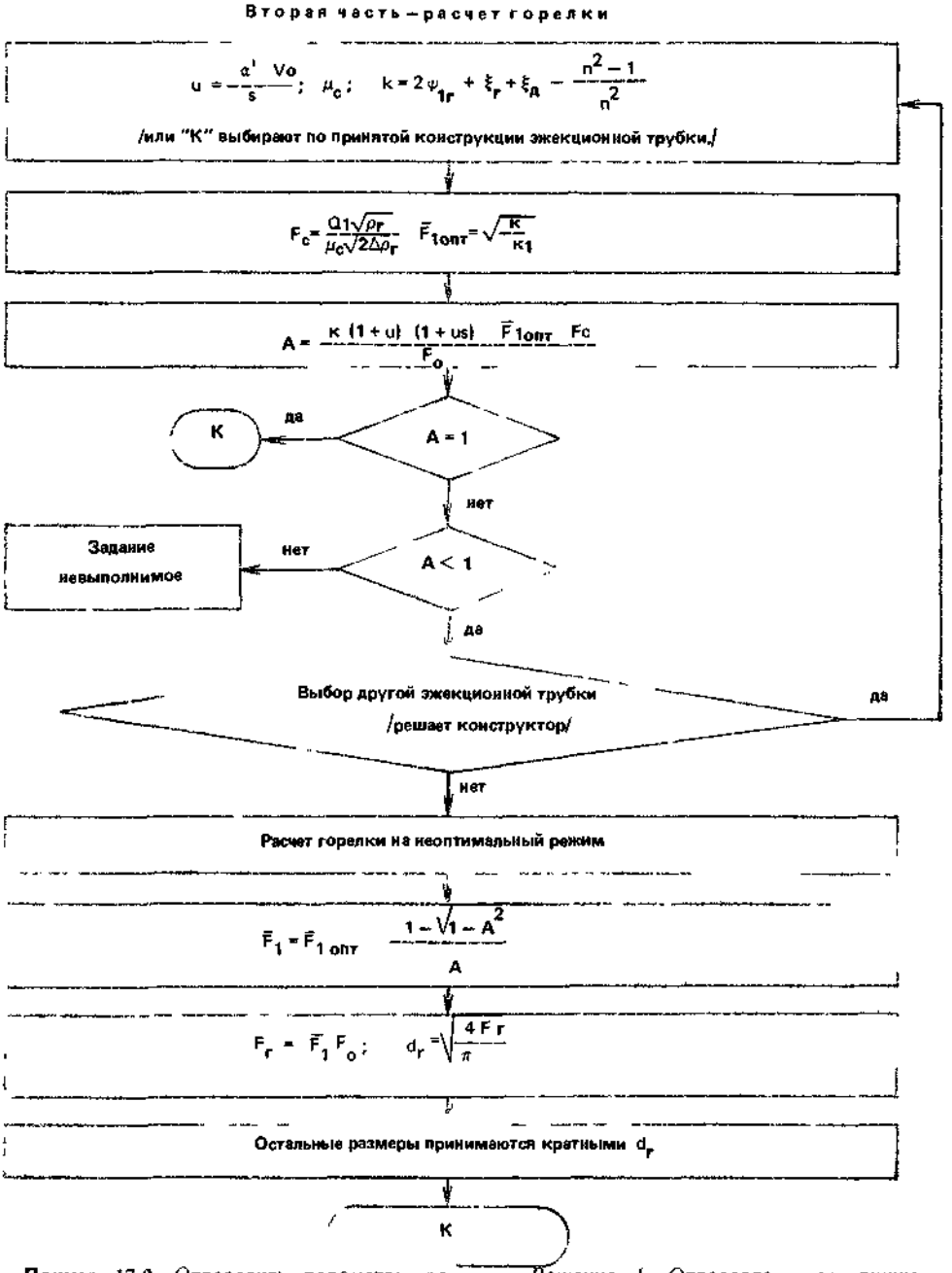
Из сравнения уравнений (17.20) и (17.25) получаем постоянную горелки C:

$$C = \frac{2{,}48 F_г \mu_c}{k + k_1 \bar{F}_1^2} = \frac{Q_1 (1+u)(1+us)\sqrt{s}}{\sqrt{\Delta p_{газ}}}. \quad (17.26)$$

Постоянная горелки C определяется геометрическими характеристиками $F_г$ и F_0 и коэффициентами потерь k_1, k, μ_c, но не зависит от поперечного сечения сопла F_c. Таким образом, с изменением величины F_c параметры работы горелки будут изменяться так, чтобы постоянная горелки C оставалась неизменной. Уравнение (17.26) позволяет установить влияние отдельных конструктивных размеров горелки на параметры ее работы.

При эксплуатации часто возникает вопрос об определении параметров работы горелок в новых условиях, например при изменении теплоты сгорания газа или номинального давления с сохранением производительности горелки (последнее достигается изменением диаметра сопла). Параметры работы горелки при других эксплуатационных условиях определяют по уравнению постоянной горелки (17.26), по этому же уравнению производят поверочный расчет горелки.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/



Пример 17.2. Определить параметры работы атмосферной горелки, рассчитанной в примере 17.1, если в ней будет сжигаться коксовый газ со следующими характеристиками

$$Q_н^с = 15\,900,\ кДж/м^3,\ s = 0{,}38,$$
$$V_o = 4{,}15\ м^3/м^3$$

Решение. 1 Определяем постоянную горелки по формуле (17.26)

$$C = \frac{2{,}48\,F_г\mu_c}{k + k_1\bar{F}_1^2} =$$

$$= \frac{2{,}48 \cdot 76 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}9}{3 + 2{,}3 \times 0{,}685^2} = 0{,}416 \cdot 10^{-2}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

2 Тепловая нагрузка горелки равна:
$N=10\cdot3520=352\,000$ кДж/ч$=97{,}5$ кВт

Производительность горелки на коксовом газе

$$Q_1=352\,000/15\,900=22{,}1\ \text{м}^3/\text{ч}$$

Коэффициент эжекции при $\alpha'=0{,}6$ по формуле (17.10) равен

$$u=\alpha' V_0/s=0{,}6\cdot4{,}15/0{,}38=6{,}55.$$

3 Определяем необходимое давление газа по формуле (17.26)

$$\Delta p_{\text{газ}}=\left[\frac{Q_1(1+u)(1+us)\sqrt{s}}{C}\right]^2=$$

$$=\left[\frac{22{,}1\,(1+6{,}55)(1+6{,}55\cdot0{,}38)\sqrt{0{,}38}}{3600\cdot0{,}416\cdot10^{-2}}\right]^2=$$

$$=557\ \text{Па}.$$

Следовательно, для работы горелки на коксовом газе необходимо давление, равное 557 Па

4 Рассчитываем площадь сопла по формуле (17.25)

$$F_c=\frac{Q_1\sqrt{\rho_{\text{г}}}}{\mu_c\sqrt{2\Delta p_{\text{газ}}}}=$$

$$=\frac{22{,}1\sqrt{0{,}38\cdot1{,}29}}{0{,}36\cdot0{,}9\sqrt{2\cdot557}}=1{,}42\ \text{см}^2,$$

$$d_c=13{,}4\ \text{мм}$$

Определяем скорость выхода газовоздушной смеси из отверстий горелки

$$W_0=\frac{Q(1+\alpha' V_0)}{F_0}=$$

$$=\frac{22{,}1\,(1+0{,}6\cdot4{,}15)}{0{,}36\cdot111}=1{,}93\ \text{м/с}$$

Для коксового газа при величине $\alpha'=0{,}6$ проскока пламени нет Отрыв пламени возможен при скоростях, превышающих 11 м/с (см табл 17.2) Таким образом, полученная скорость с точки зрения устойчивости горения является допустимой

17.2. Расчет эжекционных горелок полного предварительного смешения газа с воздухом среднего давления

Расчет головки горелки и туннеля. Головка горелки предотвращает проскок пламени внутрь смесителя и отрыв пламени от горелки. Задача предотвращения отрыва пламени часто выполняется огневым устройством горелки. Огневое устройство бывает выполнено в виде туннеля или огнеупорного блока с большим числом каналов (туннелей) малого диаметра. У некоторых конструкций эжекционных горелок огневая часть отсутствует, а факел располагается непосредственно в топке. В этом случае головку горелки оснащают специальным стабилизатором, исключающим возможность отрыва пламени. Для предотвращения проскока пламени скорость выхода газовоздушной смеси из кратера горелки W_0 должна быть больше предельной скорости $W_{\text{пр}}$, при которой происходит проскок пламени. Скорости W_0 и $W_{\text{пр}}$ отнесены к нормальным условиям.

Снижению предельной скорости, т. е. повышению устойчивости горения, способствуют следующие мероприятия: а) максимальное выравнивание выходного поля скоростей из головки горелки, что достигается поджатием потока газовоздушной смеси с помощью конфузора; б) охлаждение горючей смеси в головке; это мероприятие имеет существенное значение для горелок больших производительностей; в) применение сеток и решеток с отверстиями меньше критического диаметра. С помощью таких устройств можно вообще исключить возможность проскоков пламени или добиться устойчивого горения при малых выходных скоростях. Расчетное значение выходной скорости, приведенное к нормальным условиям W_0, определяют по формуле

$$W_0=m_1m_2m_3W_{\text{пр макс}}, \qquad (17.27)$$

где $W_{\text{пр макс}}$ — максимальная предельная скорость для природного газа, при которой происходит проскок пламени, м/с (величина $W_{\text{пр макс}}$ соответствует обогащенной смеси по сравнению со стехиометрическим составом) Расчет выходной скорости по $W_{\text{пр макс}}$ приводит к некоторому запасу. $m_1=W_{\text{пр макс}}'/W_{\text{пр макс}}$ — коэффициент, учитывающий свойства газа ($W_{\text{пр макс}})'$ — максимальная предельная скорость проскока для сжигаемого газа, м/с), m_2 — температурный коэффициент, учитывающий увеличение массовой скорости распространения пламени с увеличением температуры горючей смеси, $m_2=\rho_{\text{см}}/\rho_{\text{кр}}=T_{\text{кр}}/273$ ($T_{\text{кр}}=273+t_{\text{кр}}$, $t_{\text{кр}}$ — температура газовоздушной смеси в кратере горелки, °С, $\rho_{\text{см}}$ и $\rho_{\text{кр}}$ —

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

плотности газовоздушной смеси при нормальных условиях и при $t_{кр}$, кг/м^3); $m_3 = Q_{макс}/Q_{мин}$ — коэффициент глубины регулирования; $Q_{макс}$ и $Q_{мин}$ — максимальная и минимальная производительности горелки, м^3/ч.

Примерные значения максимальных скоростей для природного газа, соответствующие проскоку пламени в открытых горелках без искусственных стабилизаторов, приведены в табл. 17.3. Коэффициент m_1 имеет следующие значения: для коксового газа — 4, сланцевого газа — 1,5, сжиженного газа (пропан-бутановой смеси) — 1,3, генераторного газа (смешанного) — 1,15. Коэффициент m_2 при отсутствии подогрева газа и воздуха зависит от интенсивности охлаждения головки и производительности горелки. Для туннельных горелок с неохлаждаемыми головками он равен примерно 1,2... 1,5. При подогреве газа или воздуха m_2 зависит от температуры смеси $t_{см}$. Коэффициент глубины регулирования m_3 зависит от режима работы газоиспользующей установки, определяемого технологическими требованиями. Для промышленных печей и котлов величину m_3 принимают равной 2...4.

Полученное значение расчетной скорости должно быть меньше предельной скорости, соответствующей отрыву пламени. Горелки без искусственных стабилизаторов характеризуются узкой зоной устойчивой работы и поэтому применения не нашли. Все эжекционные горелки имеют стабилизаторы, предотвращающие отрыв пламени. Стабилизацию пламени можно осуществить с помощью искусственного зажигателя, огнеупорного туннеля, искусственных стабилизаторов в виде тел плохо обтекаемой формы. Предельные скорости отрыва пламени для горелок со стабилизатором в основном зависят от типа стабилизаторов и состава горючей смеси. Туннельные горелки обеспечивают очень хорошую стабилизацию и позволяют работать с большими форсировками. Обычно по технико-экономическим показателям целесообразные форсировки оказываются немного меньше предельно возможных.

Таблица 17.3 **Максимальная предельная скорость проскока пламени для природного газа, отнесенная к нормальным условиям**

Диаметр отверстия, мм	Скорость проскока, м/с	Диаметр отверстия, мм	Скорость проскока, м/с
5	0,3	80	2,8
10	0,7	90	3
20	1,1	100	3,1
30	1,5	110	3,3
40	1,8	120	3,4
50	2,1	130	3,5
60	2,4	140	3,7
70	2,6	150	3,8

Площадь выходного отверстия горелки F_0 определяют по формуле

$$F_0 = \frac{Q_1(1+\alpha V_0)}{W_0},$$

где α — коэффициент избытка воздуха; W_0 — скорость газовоздушной смеси в кратере горелки, отнесенная к нормальным условиям.

Избыточное давление газовоздушной смеси в головке (в конце диффузора эжектора) $\Delta p_{см}$ определяют по формуле (17.1), в которой k_1 — коэффициент потерь энергии в головке и огневой части горелки. Коэффициент потерь k_1 рассчитывают по уравнению Бернулли, написанному для начального и конечного сечений головки горелки, включая ее огневую часть. Рассчитаем величину k_1 применительно к горелке туннельного типа, схема которой показана на рис. 17.6. Размеры отдельных элементов головки горелки и туннеля показаны на рисунке. Напишем уравнение Бернулли для сечений I—II горелки:

$$p_1 + \frac{W_д^2}{2}\rho_{см} = p_2 + \frac{W_т^2}{2}\rho_{пр\,сгор} + \Delta p_{гор};$$

$$\Delta p_{гор} = \zeta_{гор}\frac{W_0^2}{2}\rho_{см},$$

где $\Delta p_{гор}$ — потери давления на преодоление гидравлического сопротивления головки горелки и туннеля; $\zeta_{гор}$ — приведенный коэффициент гидравлического сопротивления горелки (головки и туннеля), отнесенный к динамическому давлению газовоздушной смеси в выходном отверстии (кратере) горелки при нормальных условиях $W_д$ — скорость в выходном сечении диффузора или входном сечении конфузора головки ($d_д = d_к$), $W_т$ — скорость продуктов сгорания в выходном сечении туннеля горелки; $\rho_{пр\,сгор}$ — плотность продуктов сгорания при выходе из туннеля.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

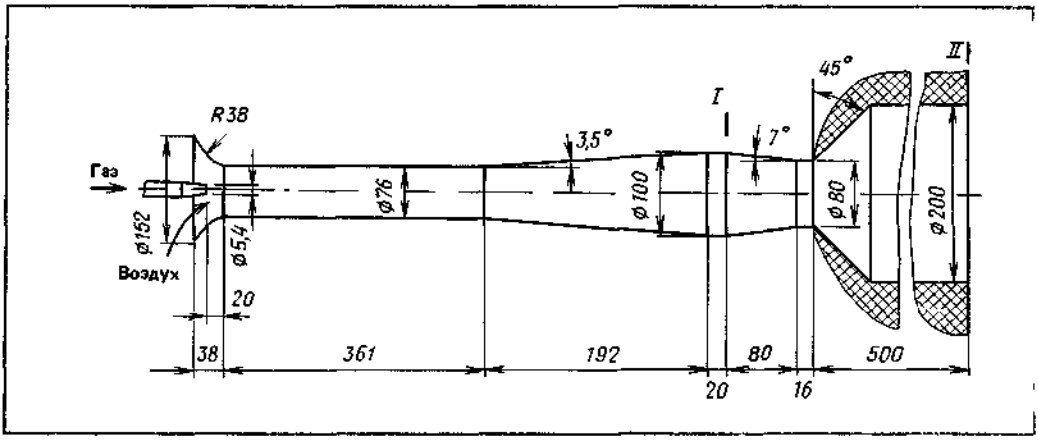


Рис. 17.6. Схема туннельной горелки

Для расчета головки и ее огневой части используют следующую формулу:

$$p_1 - p_2 = \Delta p_{см} = \left[\left(\frac{W_т}{W_0}\right)^2 \frac{\rho_{пр\,сгор}}{\rho_{см}} - \left(\frac{W_д}{W_0}\right)^2 + \zeta_{гор}\right] \frac{W_0^2}{2}\rho_{см} \quad (17.28)$$

Преобразуем приведенное уравнение, заменив отношение скоростей отношением площадей из уравнения сплошности течения

$$W_д F_д \rho_{см} = W_т F_т \rho_{пр\,сгор} = W_0 F_0 \rho_{см},$$

где $F_т$ — площадь выходного сечения туннеля,

$$\left(\frac{W_т}{W_0}\right)\frac{\rho_{пр\,сгор}}{\rho_{см}} = \left(\frac{F_0}{F_т}\right)^2 m_4 m_5$$

$$m_4 = \frac{\rho_{о\,пр\,сгор}}{\rho_{пр\,сгор}} = \frac{T_{пр\,сгор}}{273} \approx 0{,}9\,\frac{T_{гор}}{273}, \quad (17.29)$$

$$m_5 = \frac{\rho_{см}}{\rho_{о\,пр\,сгор}}, \quad (17.30)$$

где $T_{пр\,сгор}$ — температура продуктов сгорания в конце туннеля (принимают равной $0{,}9T_{гор}$), $T_{гор}$ — теоретическая температура горения, $\rho_{о\,пр\,сгор}$ — плотность продуктов сгорания при нормальных условиях

Значения коэффициентов m_4 и m_5 различных газов приведены в табл. 17.4. При расчете значений m_4 теоретическую температуру горения вычисляли для условий сжигания газа и воздуха без подогрева.

Для скоростей $W_д$, W_0 по уравнению сплошности течения имеем

$$(W_д/W_0)^2 = (F_0/F_д)^2,$$

где $F_д$ — площадь в конце диффузора

Напишем уравнение для расчета коэффициента потерь

$$k_1 = \zeta_{гор} + m_4 m_5 (F_0/F_т)^2 - (F_0/F_д)^2. \quad (17.31)$$

Уравнение (17.31) пригодно для расчета коэффициента любой горелки (не только туннельной). В этом случае под значением $F_т$ понимают выходную площадь огневой части горелки. Для горелок, не имеющих туннелей или огнеупорных насадок, в которых протекает сгорание газа, формула (17.31) принимает вид

$$k_1 = \zeta_{гор} + m_2 - (F_0/F_д)^2. \quad (17.32)$$

Таблица 17.4 **Значения коэффициентов m_4 и m_5 для различных газов при $\alpha=1$**

Коэффициент	Газ					
	природный	сжиженный	коксовый	водяной	генераторный	доменный
m_4	7,6	7,85	7,9	8,26	6,5	5,8
m_5, $(\alpha=1)$	1	1,04	0,94	0,84	0,9	0,89

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Из уравнения (17.32) можно получить уравнение (17.30), приняв величину $W_д=0$, так как у атмосферных горелок динамическое давление потока, выходящего из диффузора, не используют. Приведенный коэффициент сопротивления горелки $\zeta_{гор}$ определяют как отношение потерь давления в проточной части горелки к динамическому давлению газовоздушной смеси в кратере горелки при нормальных условиях.

Потери давления в проточной части горелки равны:

$$\Delta p_{гор}=\sum \Delta p=\sum \zeta_i \frac{W_i}{2}\rho_i,$$

где Δp_i — потери давления на преодоление гидравлического сопротивления элемента горелки i; ζ_i — коэффициент сопротивления, отнесенный к потоку с плотностью ρ_i и к сечению F_i

Используя уравнение слошности течения, имеем:

$$W_i\rho_i F_i=W_0\rho_{см}F_0;$$

преобразуем уравнение для значения $\Delta p_{гор}$:

$$\Delta p_{гор}=\sum \zeta_{пр}\frac{W_0^2}{2}\rho_{см},$$

где $\zeta_{пр}$ — приведенный коэффициент сопротивления элемента горелки i, который определяют по формуле

$$\zeta_{пр}=\zeta_i(F_0/F_i)^2\rho_{см}/\rho_i, \qquad (17.33)$$

отсюда $\zeta_{гор}=\Sigma\zeta_{пр}$.

Пример 17.3. Рассчитать приведенный коэффициент сопротивления $\zeta_{гор}$ и коэффициент потерь k_1 туннельной горелки, показанной на рис 17 6, в которой сжигается природный газ. Коэффициент подогрева смеси в головке горелки $m_2=1,25$ Соотношение сечений горелок следующее. $F_0/F_д=0,54$, $F_0/F_т=0,16$, относительная длина туннеля $l/D_т=2,4$

Решение Определяем приведенный коэффициент сопротивления горелки (коэффициенты ζ_i берем из справочников).

1. Потери давления в конфузоре головки горелки

$$\Delta p_1=\zeta_1\frac{W_0^2}{2}\rho_{см},$$

$\zeta_1=0,08$ при $F_0/F_д=0,64$ (коэффициент ζ_1 отнесен к узкому сечению конфузора ζ).

2 Потери давления, связанные с ускорением потока в конфузоре от нагрева Головка имеет коническую форму, поэтому коэффициент сопротивления относим к средней скорости В этом случае потери определяют уравнением

$$\Delta p_2=\zeta_t\left(\frac{W_д+W_0}{2}\right)^2\frac{\rho_{см}}{2}=\zeta_t;$$

$$0,25\left(\frac{F_0}{F_д}+1\right)^2\frac{W_0^2}{2}\rho_{см},$$

где ζ_t — коэффициент сопротивления цилиндрического канала при расширении в нем потока, определяемый по формуле (17 2) Таким образом, для горелки конической формы приведенный коэффициент сопротивления равен:

$$\zeta_2=0,25(m_2-1)\left(\frac{F_0}{F_1}+1\right)^2=$$

$$=0,25(1,25-1)(0,64+1)^2=0,168$$

3 Определяем потери давления при входе в туннель Установлено, что в туннеле значительный подъем температуры начинается на расстоянии примерно (5 .6) d_0 от начала туннеля. Поэтому потери от расширения потока при входе в туннель можно относить к величине $T_{кр}$, следовательно,

$$\Delta p_3=\zeta_t\frac{W_{кр}^2}{2}\rho_{кр};$$

отсюда приведенный коэффициент сопротивления с учетом формулы (17 33) равен:

$$\zeta_3=\zeta_t m_2=0,79\cdot 1,25=0,987,$$

где m_2 определяют по формуле (17.27); коэффициент сопротивления при расширении потока под углом $90°\zeta_t=0,79$.

4 Потери давления, связанные с ускорением потока при его нагреве в туннеле в результате горения газа, определяют по формуле для $\zeta_р$, которая для параметров туннеля имеет вид

$$\Delta p_4=\left(\frac{\rho_{кр}}{\rho_{пр\,сгор}}-1\right)\frac{W_{г\,см}^2}{2}\rho_{кр},$$

где $W_{г\,см}$ — скорость газовоздушной смеси во входном сечении туннеля при температуре $T_{кр}$

Приведенный коэффициент сопротивления определяем по формуле (17 33).

$$\zeta_4=\left(\frac{\rho_{кр}\rho_{см}\rho_{о\,пр\,сгор}}{\rho_{см}\rho_{о\,пр\,сгор}\rho_{пр\,сгор}}-1\right)\left(\frac{F_0}{F_т}\right)^2\frac{\rho_{см}}{\rho_{кр}}$$

С учетом формул (17 29) и (17 30) получаем

$$\zeta_4=\left(\frac{m_4 m_5}{m_2}-1\right)m_2\left(\frac{F_0}{F_т}\right)^2=$$

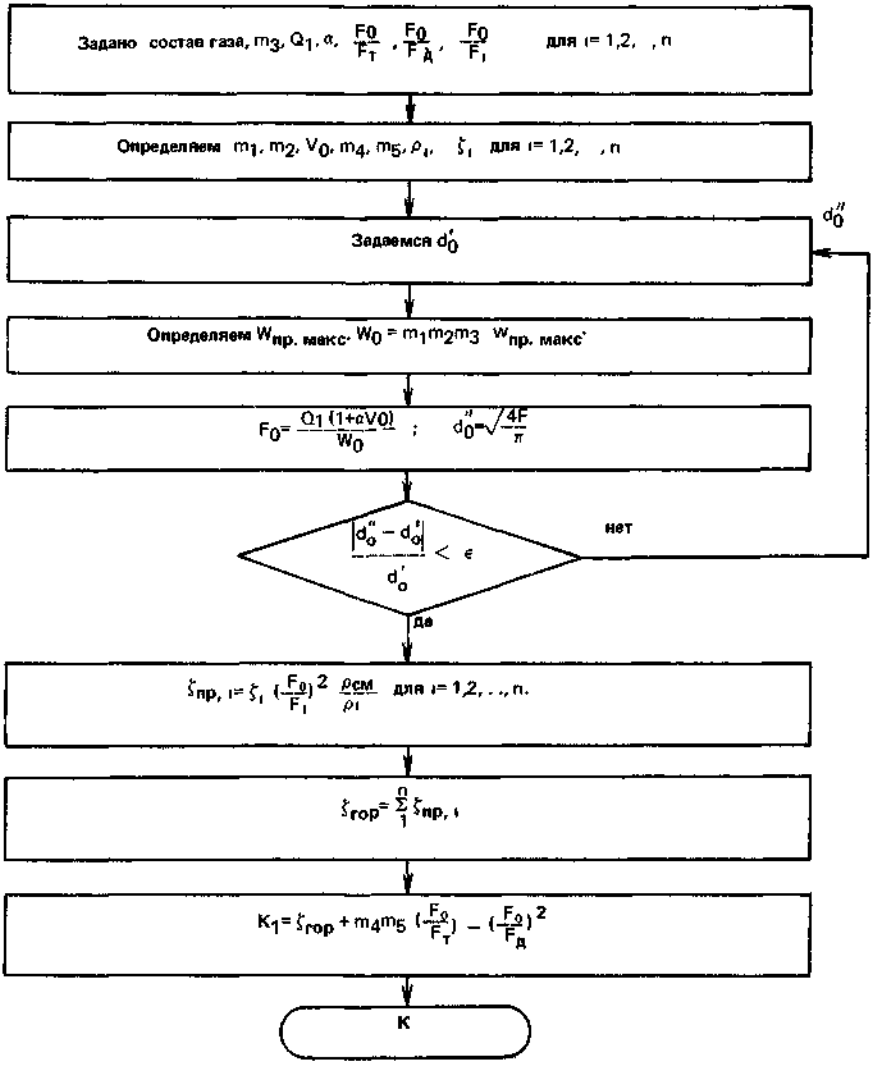
$$=\left(\frac{7,6\cdot 1}{1,25}-1\right)1,25\cdot 0,16^2=0,163,$$

где $m_4=7,6$, $m_5=1$ (по табл 17 4)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Алгоритм расчета головки горелки с туннелем (амбразурой)

Блок-схема



5 Потери давления на трение в туннеле

$$\Delta p_5 = \zeta_т \frac{W_т^2}{2} \rho_{пр\,стор}, \quad \zeta_т = \lambda \frac{l}{D_т}$$

На основании формул (17 33), (17 29) и (17 30)

$$\zeta_5 = \lambda \frac{l}{D_т} m_4 m_5 \left(\frac{F_0}{F_т}\right)^2 =$$

$$= 0{,}045 \cdot 2{,}4 \cdot 7{,}6 \cdot 1 \cdot 0{,}16^2 = 0{,}021,$$

где $\lambda = 0{,}045$ Для туннелей значения $\lambda = 0{,}04$ 0,05

Приведенный коэффициент сопротивления горелки

$$\zeta_{гор} = \Sigma \zeta_{пр} = 0{,}08 + 0{,}168 + 0{,}987 + 0{,}163 + 0{,}021 = 1{,}42$$

Определяем коэффициент потерь горелки по формуле (17 31)

$$k_1 = \zeta_{гор} + m_4 m_5 \left(\frac{F_0}{F_г}\right)^2 - \left(\frac{F_0}{F_д}\right)^2 =$$

$$= 1{,}42 + 7{,}6 \cdot 1 \cdot 0{,}16^2 - 0{,}64^2 = 1{,}2$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

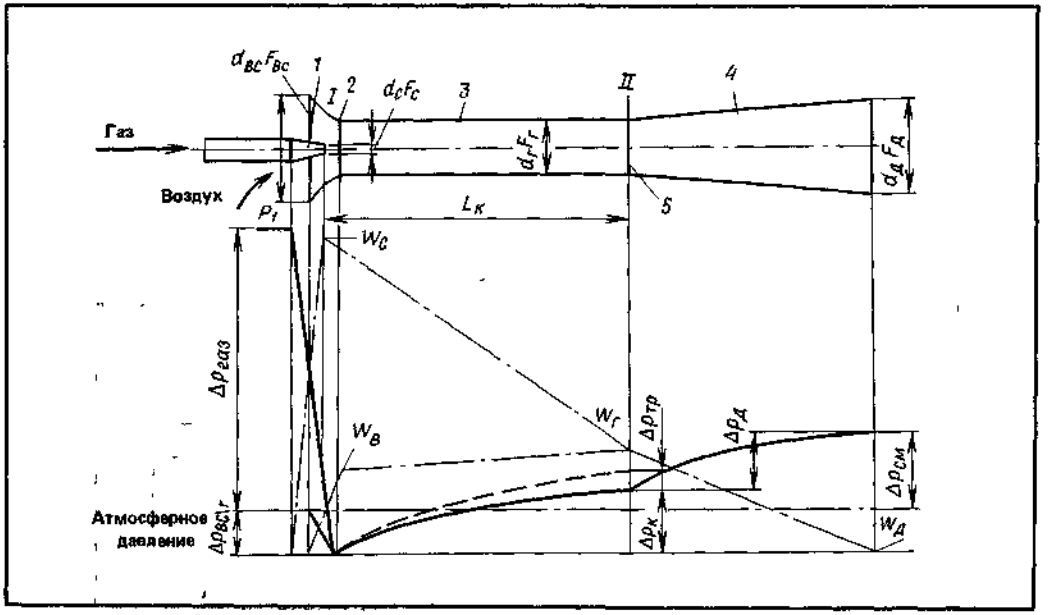


Рис. 17.7. Эжекционный смеситель с большой скоростью эжекции и цилиндрической камерой смешения

1— сопло, *2*— всасывающий коллектор, *3*— камера смешения; *4*— диффузор, *5*— горловина эжектора

Алгоритм расчета головки горелки с туннелем (амбразурой). Алгоритм и блок-схема строятся по последовательности, которая изложена выше и приведена в примере расчета 17.3. Так как гидравлическое сопротивление головки горелки приводится к сечению выходного отверстия (кратера) горелки и холодному потоку смеси ($\rho_{см}$ при нормальных условиях), поэтому в задании на расчет должны быть даны отношения сечений F_0/F_i и плотностей $\rho_{см}/\rho_i$. Здесь F_i и ρ_i — параметры в сечении i, к которому отнесено местное гидравлическое сопротивление i при общем числе учитываемых местных сопротивлений n.

Расчет эжекционного смесителя с большой скоростью эжекции. Горелки среднего давления с полным предварительным смешением газа и воздуха характеризуются высокой скоростью выхода газовоздушной смеси из кратеров горелок. Давление в головках горелок среднего давления должно быть значительно больше, чем в головках горелок атмосферного типа. Чтобы создать такое давление, необходимо иметь значительное давление газа на входе в горелку. Снизить необходимое рабочее давление газа можно путем применения эжекционного смесителя с большой скоростью эжекции. На рис. 17.7 показана схема эжектора с большой скоростью эжекции и цилиндрической камерой смешения. Работает он следующим образом. Газ выходит из сопла *1* со скоростью W_c и поступает в цилиндрическую камеру смешения *3*. Скорость создается за счет срабатывания в пределах сопла избыточного давления $\Delta p_{газ}+\Delta p_{вс}$. Воздух засасывается энергией газовой струи в камеру смешения через всасывающий коллектор *2*. Отличительной особенностью такого эжектора является то, что скорость подсасываемого воздуха $W_в$ при входе в камеру смешения соизмерима со скоростью газа W_c. Из камеры смешения поток поступает в диф-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

фузор *4*, где статическое давление возрастает до величины $\Delta p_{см}$.

При движении газа и воздуха в проточной части эжектора происходят потери энергии, основными из которых являются потери на удар в камере смешения. Для снижения этих потерь следует уменьшить разность в скоростях рабочего и подсасываемого газов. Этот принцип положен в основу конструкции эжекторов, у которых скорость подсасываемого газа сравнима со скоростью рабочего газа. Несмотря на дополнительные потери, связанные с созданием скорости подсасываемого газа и дальнейшим торможением потока смеси, эффективность работы эжектора повышается. Эффективность эжектора с большой скоростью эжекции зависит от профиля проточной части и качества обработки ее поверхностей. Так, при плохом профиле всасывающего коллектора потери энергии в нем могут оказаться равными или даже большими выигрыша в потерях на удар.

За счет перепада давления во всасывающем коллекторе создается скорость воздуха и в начале камеры смешения имеет место разрежение. При торможении потока в камере смешения сначала необходимо восстановить давление, сработанное во всасывающем коллекторе, а потом создать избыточное давление. Восстановление давления связано с дополнительными потерями, которые для повышения эффективности эжектора должны быть максимально уменьшены путем хорошей профилировки проточной части и сокращения потерь на трение. При плохом профиле проточной части и значительных потерях энергии на трение эжектор с большой скоростью эжекции не выигрывает в эффективности по сравнению с эжектором с малой скоростью эжекции. Вывод уравнения эжектора низкого давления с большой скоростью эжекции аналогичен выводу уравнения (17.14). На основании закона импульсов для сечений *I—II* (см. рис. 17.7) записываем следующее уравнение:

$$W_c M_1 + W_в M_2 - W_г M_3 = F_3(\Delta p_{см} + \Delta p_{вс} + \Delta p_{тр} - \Delta p_д), \quad (17.34)$$

где $\Delta p_{вс}$ — потери давления во всасывающем коллекторе

В этом уравнении в отличие от уравнения (17.14) учитываем количество движения подсасываемого потока. На основании закона сохранения массы можно записать дополнительное уравнение

$$M_2 = Q_2 \rho_в = \bar{W}_в F_в \rho_в, \quad (17.35)$$

где $\bar{W}_в$ — средняя скорость по расходу во всасывающем коллекторе у обреза сопла; $F_в$ — живое сечение всасывающего коллектора у обреза сопла.

Для эжектора с цилиндрической камерой смешения записываем дополнительную формулу

$$\frac{F_в}{F_c} = \frac{F_г - F_c}{F_c} = \bar{F} - 1$$

Закон сохранения энергии для рабочего сопла и всасывающего коллектора запишем следующим образом:

$$(\Delta p_{газ} + \Delta p_{вс})\mu_c^2 = \frac{\bar{W}_c^2}{2}\rho_г; \quad (17.36)$$

$$\Delta p_{вс}\mu_в^2 = \frac{\bar{W}_в^2}{2}\rho_в, \quad (17.37)$$

где $\mu_в$ — коэффициент расхода для всасывающего коллектора, который отражает потери энергии в нем с учетом неравномерности поля скоростей.

Используя приведенные зависимости, из уравнения (17.34) можно получить характеристическое уравнение эжектора с большой скоростью эжекции:

$$\frac{\Delta p_{см}}{\Delta p_{раз}} = \frac{2\mu_c^2}{\bar{F}} - \frac{\mu_c^2}{\bar{F}^2}\left[k(1+u)(1+us) - k_2 u^2 s\right]. \quad (17.38)$$

Для полученной характеристики эжектора коэффициент k определяют из уравнения (17.15), как и для эжектора с малой скоростью эжекции.

Коэффициент k_2 находят из выражения

$$k_2 = \frac{2\mu_в^2 - 1}{\mu_в^2}. \quad (17.39)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Уравнение (17.38) получено при следующих допущениях:

$$\frac{\Delta p_{\text{газ}}+\Delta p_{\text{вс}}}{\Delta p_{\text{газ}}}=1\,,$$

$$\bar{F}/(\bar{F}-1)=1$$

Как показывают исследования, для эжекционных смесителей газовых горелок такие допущения являются вполне приемлемыми, а точность уравнения (17.38) достаточной. Уравнение (17.38) является характеристикой эжектора с большой скоростью эжекции и цилиндрической камерой смешения. Эта характеристика представлена в безразмерном виде. При проектировании эжектора уравнение (17.38) имеет одну независимую переменную $\bar{F}$. Величину $\bar{F}$ выбирают такой, чтобы избыточное давление эжектора имело максимальное значение. Уравнение (17.38) является обобщенным уравнением, а уравнение (17.14) — его частным случаем при величине $k_2=0$. Дифференцируя уравнение (17.38), можно найти оптимальное значение $\bar{F}$, при котором $\Delta p_{\text{см}}/\Delta p_{\text{газ}}$ будет максимальным:

$$\bar{F}_{\text{опт}}=k(1+u)(1+us)-k_2u^2s. \quad (17.40)$$

Максимальное значение безразмерного давления $\Delta p_{\text{см}}/\Delta p_{\text{газ}}$, которое может создать эжектор при данном коэффициенте эжекции, определяют из такого же уравнения, как уравнение для эжектора с малой скоростью эжекции, т. е. из уравнения (17.17). Из уравнений (17.16), (17.17) и (17.40) следует, что безразмерное давление, создаваемое эжектором с большой скоростью эжекции, больше безразмерного давления, которое создает эжектор с малой скоростью эжекции, на величину $\dfrac{\mu_c^2k_2u^2s}{F_{\text{опт}}^{\text{бс}}F_{\text{опт}}^{\text{мс}}}$, зависящую от аэродинамического совершенства всасывающего коллектора (индексы «БС» и «МС» показывают принадлежность $\bar{F}_{\text{опт}}$ к эжектору с большой или малой скоростью эжекции). Потери энергии, связанные с восстановлением давления, учтены законом импульсов и коэффициентом k.

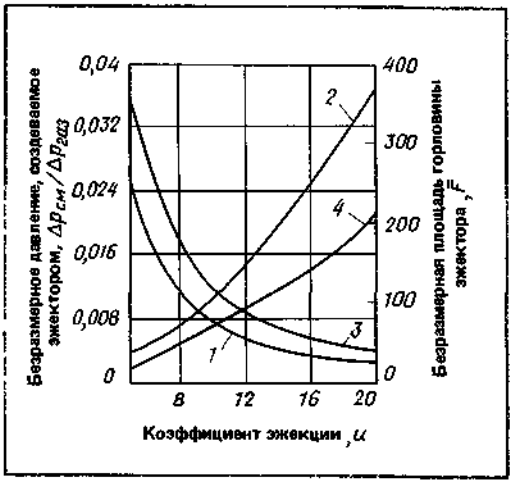


Рис. 17.8. Зависимость максимальных значений $\Delta p_{\text{см}}/\Delta p_{\text{газ}}$ и оптимальных значений $\bar{F}$ от u

1 — $(\Delta p_{\text{см}}/\Delta p_{\text{газ}})_{\text{макс}}$, *2* — $\bar{F}_{\text{опт}}$ для эжектора с малой скоростью эжекции ($\mu_c=0{,}9$, $k=1{,}45$, $s=0{,}57$), *3* — $(\Delta p_{\text{см}}/\Delta p_{\text{газ}})_{\text{макс}}$, *4* — $\bar{F}_{\text{опт}}$ для эжекторов с большой скоростью эжекции ($\mu_c=0{,}9$, $k=1{,}5$, $k_2=0{,}765$, $s=0{,}57$)

Для коэффициентов эжекции величиной от 5 до 20 были рассчитаны максимальные значения $\Delta p_{\text{см}}/\Delta p_{\text{газ}}$ и $\bar{F}$. Результаты расчета показаны на рис. 17.8, из рассмотрения рисунка следует, что с увеличением коэффициента эжекции давление, создаваемое эжектором, непрерывно падает, а основной параметр эжектора (безразмерная площадь горловины) непрерывно возрастает. Для сравнения на рис. 17.8 приведены кривые $(\Delta p_{\text{см}}/\Delta p_{\text{газ}})_{\text{макс}}$ эжектора с малой скоростью эжекции, откуда видно, что эжектор с большой скоростью эжекции при одинаковых значениях u создает бо́льшие величины $(\Delta p_{\text{см}}/\Delta p_{\text{газ}})_{\text{макс}}$. Поэтому при проектировании горелок на малые относительные давления газа $\Delta p_{\text{газ}}/\Delta p_{\text{см}}$ целесообразно применять эжекторы с большой скоростью эжекции. При этом следует учитывать, что такие эжекторы значительно чувствительнее к конструктивному выполнению проточной части, особенно к конструкции всасывающего коллектора.

При недостаточно удовлетворительном качестве выполнения эжекто-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

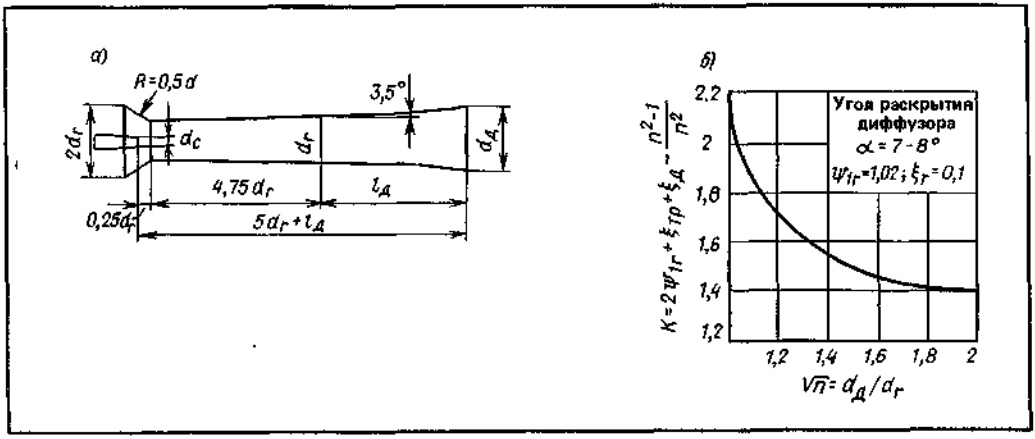


Рис. 17.9. Оптимальная форма эжекционной трубки эжектора с большой скоростью эжекции
а — эжекционная трубка, k_2=0,7, при α=8° $l_д$=7,2($d_д$—$d_г$), при α=7° $l_д$=8($d_д$—$d_г$); $d_д$=(1,2 1,6)$d_г$ (наружный профиль сопла должен быть плавно суживающимся вплоть до $d_с$), *б* — изменение коэффициента потерь эжектора *k*

ра избыточное давление, создаваемое им, может значительно снизиться. Следовательно, профилю проточной части и изготовлению эжектора с большой скоростью эжекции должно быть уделено особое внимание. Проточная часть всасывающего коллектора должна обеспечивать плавный вход воздуха с непрерывным нарастанием скорости. Радиус кривизны образующих принимают равным (0,5... 1)d камеры смешения. Наружную поверхность сопла необходимо хорошо обрабатывать, а сопло конструировать так, чтобы толщина его стенки в конце была сведена на нет, ибо коэффициент скорости всасывающего коллектора в значительной мере зависит от профиля наружной поверхности сопла.

Для повышения значения $\mu_в$ целесообразно несколько отодвигать сопло рабочего газа от начала камеры смешения (до 0,3 диаметра камеры), так как в этом случае потери при обтекании сопла снижаются. При недостаточно хорошем профиле наружной поверхности сопла это расстояние целесообразно увеличивать до (0,5... 0,8)d камеры смешения. Для всасывающего коллектора, проточная часть которого выполнена в виде плавного сужения с радиусом закругления (0,3...0,7)$d_г$ при рациональной форме наружной поверхности сопла, коэффициент расхода имеет значение $\mu_в$= =0,85...0,9. Этим значениям коэффициента $\mu_в$ будут соответствовать коэффициенты потерь k_2=0,67...0,81. Оптимальная форма проточной части эжектора с большой скоростью эжекции и зависимость коэффициента k от степени расширения диффузора n показаны на рис. 17.9. Коэффициент потерь k_2 всасывающего коллектора равен 0,7, а длина трубки — $5d_г+l_д$.

Рассмотрим особенности вывода уравнения эжекционного смесителя для горелок среднего давления. В этом случае необходимо учитывать расширение газа при истечении из сопла. В пределах эжекционной трубки давления газа, воздуха и смеси изменяются незначительно, поэтому здесь их можно рассматривать как несжимаемые жидкости. При истечении газа из сопла давление его значительно изменяется, вследствие чего необходимо учитывать его расширение. Температура газа при истечении из сопла падает, однако этим изменением при определении плотности газовоздушной смеси можно пренебречь. Таким образом, особенность расчета эжекционных смесителей для горелок среднего давления сводится к учету расширения газа при истечении его из сопла.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Примем следующие обозначения для параметров газа: до сопла p_1, T_0, $\rho_г'$, Q_1' (соответственно давление, температура, влажность и объемный расход); те же параметры после сопла p_2, T_1'', $\rho_г''$, Q_1''. Запишем соотношения между расходом, скоростью и давлением газа при истечении из сопла:

$$\bar{W}_c = Q_1''/F_c.$$

Из уравнения адиабаты имеем

$$Q_1'/Q_1'' = (p_2/p_1)^{\frac{1}{k}} = \nu^{\frac{1}{k}},$$

где $\nu = p_2/p_1$; k — показатель адиабаты.

Из уравнений состояния, написанных для нормальных условий и условий до сопла, имеем:

$$Q_1 p_0 = M_1 R T_0;$$
$$Q_1' p_1 = M_1 R T_0,$$

откуда

$$Q_1'/Q_1 = p_0/p_1.$$

Пренебрегая изменением давления в пределах эжектора по отношению к атмосферному давлению, можно написать

тогда $$p_0 \approx p_2,$$

$$Q_1'/Q_1 = \nu,$$

где Q_1 — расход газа, приведенный к нормальным условиям

Связь между скоростью и расходом выглядит следующим образом:

$$\bar{W}_c = \varepsilon_F (Q_1/F_c); \qquad (17.41)$$

$$\varepsilon_F = \nu^{\frac{k-1}{k}}. \qquad (17.42)$$

Скорость газа определяют исходя из предположения адиабатного истечения из сопла

$$\frac{\bar{W}_c^2}{2} \mu_c^2 \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_г'} \left[\left(1 - \nu^{\frac{k-1}{k}} \right) \right].$$

Заменим

$$p_1 - p_2 = \Delta p_{газ} \text{ и } \rho_г/\rho_г' = \nu,$$

где $\rho_г$ — плотность газа при нормальных условиях.

Затем, произведя некоторые преобразования, получим:

$$\varepsilon_p \Delta P_{газ} \mu_c^2 = \frac{\bar{W}_c^2}{2} \rho_г; \qquad (17.43)$$

$$\varepsilon_p = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{1 - \nu^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \nu} \nu, \qquad (17.44)$$

где ε_p — поправка на давление газа, учитывающая его расширение при истечении из сопла

Отличие исходных уравнений, используемых при расчете эжектора для горелок среднего давления, от уравнений, с помощью которых было получено характеристическое уравнение (17.38), заключается в том, что к давлению газа $\Delta p_{газ}$ и выходному сечению сопла F_c нужно ввести поправки, учитывающие расширение газа. Таким образом, вместо значения $\Delta p_{газ}$ нужно использовать значения $\varepsilon_p \Delta p_{газ}$, а вместо значения F_c — отношение F_c/ε_F. В этом случае уравнение (17.38) примет вид

$$\frac{\Delta p_{см}}{\varepsilon_p \Delta p_{газ}} = \frac{2\mu_c^2}{\varepsilon_F \bar{F}} - \frac{\mu_c^2}{(\varepsilon_F \bar{F})^2} \left[(1+u) \times \right.$$
$$\left. \times (1+us) - k_2 u^2 s \right] \qquad (17.45)$$

Уравнение для оптимального режима изменится следующим образом:

$$(\varepsilon_F \bar{F})_{опт} = k(1+u)(1+us) - k_2 u^2 s; \qquad (17.46)$$

$$\left(\frac{\Delta p_{см}}{\varepsilon p \, \Delta p_{газ}} \right)_{макс} = \frac{\mu_c^2}{(\varepsilon_F \bar{F})_{опт}}. \qquad (17.47)$$

Для облегчения расчета коэффициентов ε_F и ε_p, учитывающих расширение газа при истечении из сопла, на рис. 17.10 построены кривые $\varepsilon_F = f_1(\Delta p_{газ})$ и $\varepsilon_p = f_2(\Delta p_{газ})$ для двух показателей адиабаты $k=1{,}3$ и $k=1{,}4$. При построении кривых предполагалось, что величина p_2 равна атмосферному давлению. Как показали расчеты, изменение значения k в пределах 1,3...1,4 практически не сказывается на величине ε_p, которая изменяется менее чем на 1%, поэтому для величины ε_p построена одна кривая. Показатель адиабаты k зависит от состава газа. Так, для воздуха $k=1{,}4$, для метана и природного газа $k=1{,}3$, для коксового газа $k=1{,}37$. При расчете эжекционных смесителей изменением показателей адиабаты в зависимости от температуры можно пренебречь.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

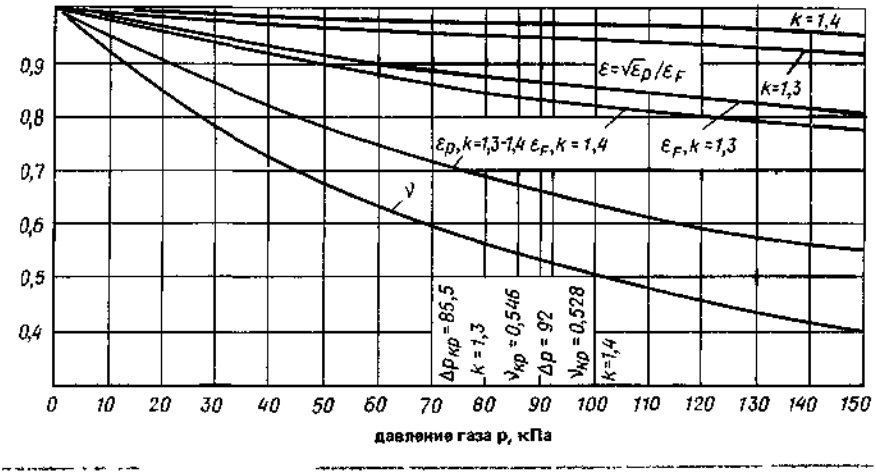


Рис. 17.10. Кривые поправочных коэффициентов, учитывающие расширение газа при истечении из сопла ε_F, ε_p, $\varepsilon=\sqrt{\varepsilon_p/\varepsilon_F}$

Расчет горелки. Основное уравнение горелки получим из характеристического уравнения эжектора (17.45) и характеристики горелки, которая выражается формулой (17.18). Связь давления газа с расходом и площадью сопла получим из уравнений (17.41) и (17.43):

$$\varepsilon_p \Delta p_{газ} = \frac{\varepsilon_F^2}{\mu_c^2} \frac{Q_1^2 \rho_г}{2F_c^2}. \qquad (17.48)$$

Используя уравнения (17.18) и (17.48), найдем

$$\frac{\Delta p_{см}}{\varepsilon_p \Delta p_{газ}} = \frac{\mu_c^2 k_1 (1+u)(1+us)\bar{F}_1^2}{\left(\varepsilon_F \bar{F}\right)^2} \qquad (17.49)$$

Сравнивая уравнения (17.45) и (17.49), получим основное уравнение горелки:

$$(1+u)(1+us)\left(1-\frac{k_2}{k+k_1\bar{F}_1^2}B\right) = \frac{2\varepsilon_F \bar{F}}{k+k_1\bar{F}_1^2}, \qquad (17.50)$$

$$B = \frac{u^2 s}{(1+u)(1+us)}. \qquad (17.51)$$

Принятая форма написания уравнения горелки объясняется тем, что величина B в пределах значений u от 6 до 20 мало зависит от величины u. Поэтому величину B в предварительном расчете можно довольно точно задать с последующими незначительными пересчетами. Из уравнения (17.50) следует, что в общем случае эжекционная способность горелки среднего давления зависит не только от ее конструкции, но и от режима работы (ε_F), даже если считать коэффициенты гидравлических сопротивлений эжектора и горелки постоянными.

Если к величине $\Delta p_{см}$ прибавить противодавление в топке $\Delta p_{топ}$ и учесть, что эжектор создает давление Δp_{Σ}, тогда можно проанализировать влияние противодавления (разрежения) в топке на коэффициент эжекции. Для горелок, работающих на низком давлении газа, без подогрева газа и воздуха наличие противодавления (разрежения) в топке сильно сказывается на величине коэффициента эжекции. Так, при изменении значения $\Delta p_{топ}$ в пределах ± 10 Па коэффициент эжекции изменяется на 25... 30%. При наличии постоянного противодавления (разрежения) в топке, при изменении давления газа $\Delta p_{газ}$ будет изменяться коэффициент эжекции. При величине $\Delta p_{топ} = 10$Па = const и увеличении давления газа $\Delta p_{газ}$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

от 100 до 1000 Па коэффициент эжекции уменьшается примерно в 2 раза.

Для горелок среднего давления величина $\Delta p_{\text{топ}}$ также сказывается на значении u. Например, при изменении величины $\Delta p_{\text{топ}}$ от -20 до $+20$ Па коэффициент u уменьшается примерно на 7%, а при $\Delta p_{\text{топ}}=-15$ Па=const увеличение давления газа от 5 до 50 кПа приводит к уменьшению коэффициента u примерно на 15%. Таким образом, эжекционные горелки не обладают саморегулируемостью, т. е. их эжекционная способность зависит не только от конструктивных качеств, но и от режимов работы горелки и топки.

Эжекционная способность горелки изменяется: с изменением коэффициентов потерь k, k_1, k_2 в зависимости от режима работы горелки; при условии, если между топочной камерой и зоной всасывания воздуха существует постоянный или переменный перепад давления (противодавление или разрежение в топке); при работе горелки на среднем давлении газа; с изменением температур подогрева воздуха или газа (так как при этом изменяется относительная плотность газа); с изменением свойств газа. Вместе с тем часто с допустимой для практических целей точностью можно считать, что эжекционные горелки обладают саморегулируемостью в определенном диапазоне изменения нагрузок.

Оптимальный режим работы горелки соответствует оптимальному режиму работы эжекционного смесителя. Подставляя значение $(\varepsilon_F \bar{F})_{\text{опт}}$ из уравнения (17.46) в основное уравнение горелки (17.50), получим зависимость

$$\bar{F}_{1\text{опт}}=\sqrt{\frac{k}{k_1}}\sqrt{1-\frac{k_2}{k}B} \qquad (17.52)$$

Используя уравнение (17.52), можно получить уравнение (17.21) для атмосферных горелок, так как при использовании эжекционного смесителя с малой скоростью эжекции коэффициент $k_2=0$. Преобразуя основное уравнение горелки (17.50) аналогично преобразованию уравнения (17.20) и используя зависимости (17.22) и (17.52), получим расчетное уравнение горелки:

$$A_1x^2-2x+2A_1=0; \qquad (17.53)$$

$$A_1=\frac{k_1(1+u)(1+us)\bar{F}_{1\text{опт}}F_c}{\varepsilon_F F_0}, \qquad (17.54)$$

где A_1 — параметр горелки, определяемый из задания на ее расчет

Если $A_1=1$, то горелка работает в оптимальном режиме. Если из задания на расчет горелки получается, что величина $A_1>1$, то это означает, что горелка не может обеспечить требуемую эжекционную способность. В случае когда величина $A_1<1$, располагаемое давление газа будет больше минимально необходимого. Тогда представляется возможность сохранить заданное давление газа и рассчитать горелку на оптимальный режим, увеличив скорость выхода смеси из кратера горелки. Горелки полного предварительного смешения с туннелями допускают значительные увеличения форсировок без потери устойчивости. Их целесообразно рассчитывать на оптимальный режим, а при $A_1<1$ следует проектировать бóльшую выходную скорость из кратера горелки. Это приведет к сокращению размеров горелки и к увеличению глубины регулирования

Используя выведенные закономерности, можно рассчитать все основные размеры горелки. Площадь выходного сечения сопла определяют из формул (17.41) и (17.42):

$$F_c=\frac{Q_1\sqrt{\rho_г}}{\varepsilon\mu_c\sqrt{2\Delta p_{\text{газ}}}}, \qquad (17.55)$$

$$\varepsilon=\left(\sqrt{\varepsilon_p}\right)/\varepsilon_F \qquad (17.56)$$

Значение коэффициента ε выбираем из графика (см. рис. 17.10).

Если скорость истечения из сопла меньше критической, т. е. $v>v_{\text{кр}}=p_{\text{кр}}/p_1$, то устанавливают суживающееся

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

сопло. Для метана значение $\nu_{кр}=0{,}546$ и соответственно $\Delta p_{газ}^{кр}=86$ кПа.

При условии $\nu<\nu_{кр}$ применяют сопла Лаваля. Критическое (самое узкое) сечение сопла $F_{кр}$ определяют по формулам:

$$F_{кр}=\varepsilon_{кр}F_c; \qquad (17.57)$$

$$\varepsilon_{кр}=e\nu^{\frac{1}{k}}\sqrt{1-\nu^{\frac{k-1}{k}}} \qquad (17.58)$$

$$e=\sqrt{\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}\frac{2}{R-1}} \qquad (17.59)$$

для $k=1{,}3$ $e=4{,}43$; для $k=1{,}4$ $e=3{,}88$.

Для использования однотипных горелок при сжигании в них газов различных составов и при различных давлениях необходимо знать, каким образом изменяются параметры работы горелки при изменении только одного диаметра сопла, не изменяя самой горелки. Для этого преобразуем основное уравнение горелки (17.50), используя формулу (17.55):

$$C=\frac{2{,}48\,l_1\mu_c}{k+k_1 l_1^{\frac{1}{3}}}=$$

$$=\frac{Q_1(1+u)(1+us)\sqrt{s}}{\sqrt{\varepsilon_p\Delta p_{газ}}}\left(1-\frac{k_2 B}{k+k_1\bar{F}_1^2}\right). \qquad (17.60)$$

Постоянная горелки C зависит от геометрических характеристик $F_г$, F_0 и коэффициентов потерь k, k_1, μ_c. Она не зависит от поперечного сечения сопла F_c. Таким образом, с изменением значения F_c параметры горелки будут изменяться так, чтобы постоянная горелки C оставалась неизменной. Методику конструктивного расчета проследим на примере.

Пример 17.4. Рассчитать эжекционную горелку среднего давления с огнеупорным туннелем (см. рис. 17.6). Производительность горелки $Q_1=20$ м³/ч. В горелке сжигается природный газ, имеющий следующие характеристики: $Q_н^с=35\,200$ кДж/м³, $\rho=0{,}73$ кг/м³, $V_0=9{,}3$ м³/м³. Глубина регулирования $m_3=3$. Коэффициент потерь горелки $k=1{,}2$. Давление газа $\Delta p_{газ}=50$ кПа.

Решение. 1. Определим площадь F_0 и диаметр d_0 выходного отверстия горелки. Принимаем коэффициент избытка воздуха равным $\alpha=1{,}05$, $m_1=1$, $m_2=1{,}25$. Задаемся диаметром отверстия $d_0=80$ мм, тогда по табл. 17.3 получим $W_{пр\,макс}=2{,}8$ м/с.

Фактическая глубина регулирования

$$W_0=\frac{Q_1(1+\alpha V_0)}{F_0}=$$

$$=\frac{20(1+1{,}05\cdot 9{,}3)}{3600\cdot 50{,}3\cdot 10^{-4}}=11{,}9\ \text{м/с};$$

$$m_3=\frac{W_0}{m_1 m_2 W_{пр\,макс}}=\frac{11{,}9}{1\cdot 1{,}25\cdot 2{,}8}=3{,}4.$$

Оставим диаметр отверстия $d_0=80$ мм, размеры туннеля и головки горелки принимаем кратными диаметру отверстия (см. рис. 17.6).

2. Рассчитаем величину F_c:

$$F_c=\frac{Q_1\sqrt{\rho_г}}{\varepsilon\mu_c\sqrt{2\Delta p_{газ}}}=$$

$$=\frac{20\sqrt{0{,}73}\cdot 10^{-4}}{3600\cdot 0{,}9\cdot 0{,}965\sqrt{2\cdot 50\,000}}=0{,}174\ \text{см}^2;$$

$d_c=4{,}7$ мм [см. формулу (17.55)]; $\varepsilon_p=0{,}965$ (по рис. 17.10 при $k=1{,}3$).

Рассчитаем A_1 по формуле (17.54):

$$u=\frac{\alpha V_0}{s}=\frac{1{,}05\cdot 9{,}3}{0{,}57}=17{,}1;$$

$$B=\frac{u^2 s}{(1+u)(1+us)}=$$

$$=\frac{17{,}1^2\cdot 0{,}57}{(1+17{,}1)(1+17{,}1\cdot 0{,}57)}=0{,}855.$$

Коэффициенты потерь принимаем следующие: $k=1{,}55$, $k=0{,}7$.

Тогда

$$\bar{F}_{1опт}=\sqrt{\frac{k}{k_1}}\sqrt{1-\frac{k_2}{k}B}=$$

$$=\sqrt{\frac{1{,}55}{1{,}2}}\sqrt{1-\frac{0{,}7}{1{,}55}0{,}855}=0{,}89$$

Коэффициент A_1 равен:

$$A_1=\frac{(1+u)(1+us)F_c\bar{F}_{1опт}}{\varepsilon_F F_0}=$$

$$=\frac{1{,}2(1+17{,}1)(1+17{,}1\cdot 0{,}57)0{,}176\cdot 0{,}89}{0{,}912\cdot 50{,}3}=0{,}8;$$

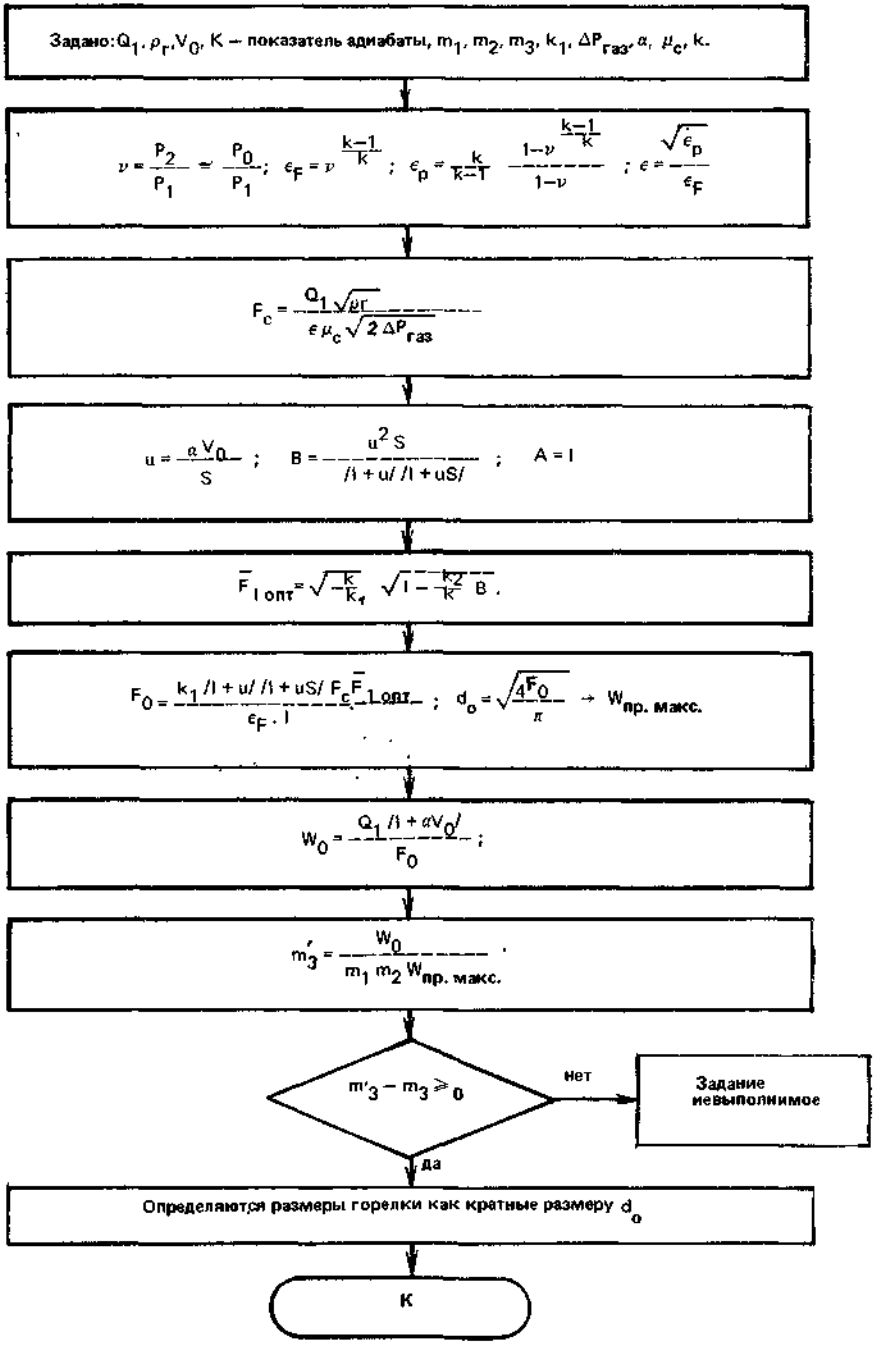
$\varepsilon_F=0{,}912$ (по рис. 17.10 при $k=1{,}3$).

4. Так как величина $A_1<1$, следовательно, располагаемое давление газа больше минимально необходимого. Для сокращения размеров горелки и увеличения глубины регулирования пересчитаем диаметр кратера по формуле (17.54), считая режим оптималь-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Алгоритм расчета эжекционной горелки среднего давления

Блок–схема



Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ным (принимая $A_1=1$):

$$F_0=\frac{1{,}2(1+17{,}1)(1+17{,}1\cdot0{,}57)0{,}176\cdot0{,}89}{0{,}912}=$$

$$=40{,}2\ \text{см}^2;\qquad d_0=71\ \text{мм}.$$

5. Определяем скорость выхода газовоздушной смеси из кратера горелки

$$W_0=\frac{20(1+1{,}05\cdot9{,}3)}{3600\cdot40{,}2\cdot10^4}=14{,}9\ \text{м/с}.$$

Такая скорость не вызывает опасений с точки зрения отрыва пламени. Глубина регулирования

$$m_3=\frac{14{,}9}{1\cdot1{,}25\cdot2{,}8}=4{,}26.$$

6. Определим размеры горелки. Диаметр горловины рассчитаем по формуле:

$$d_г=\sqrt{\bar{F}_{1\text{опт}}}\,d_0=\sqrt{0{,}89}\cdot71=67\ \text{мм};$$

$$d_д=1{,}25\,d_0=1{,}25\cdot71=89\ \text{мм};$$

$$\sqrt{n}=\frac{d_д}{d_г}=\frac{89}{67}=1{,}32.$$

Проверим принятое значение k по рис. 17.9. Величина $k=1{,}56$, что соответствует принятому значению. Длина диффузора

$$l_д=8(d_д-d_г)=8(89-67)=176\ \text{мм}.$$

Общая длина эжекционной трубки равна:

$$5{,}25\cdot67+176=528\ \text{мм}$$

Алгоритм расчета эжекционной горелки среднего давления. Составляем блок-схему для расчета эжекционной горелки среднего давления по методике, изложенной выше. Будем предполагать, что давление газа менее 86 кПа и поэтому режим истечения будет докритический. Коэффициент гидравлического сопротивления головки горелки k_1, включая ее огневую часть, будем считать заданным. При необходимости этот коэффициент можно рассчитать по алгоритму, блок-схема которого приведена в предыдущем параграфе. Горелку рассчитаем на оптимальные условия

17.3. Расчет турбулентных и подовых горелок

Расчет горелок турбулентного смешения с многоструйной подачей газа. Воздушный тракт турбулентных горелок состоит из закручивающего устройства и цилиндрического канала, по которому воздух подают в амбразуру горелки. Газ поступает в канал в виде тонких струй и пересекает движущийся поток воздуха в поперечном направлении. Существуют горелки с периферийной и центральной подачей газа. Первые обеспечивают лучшее смешение газа с воздухом и меньшие потери от химической неполноты горения, вторые проще при изготовлении и ремонте.

Разработанная методика расчета турбулентных горелок со струйной подачей газа позволяет определить следующие элементы горелки и режимные параметры: 1) размеры улитки и цилиндрического канала воздушного потока; 2) необходимое давление воздуха; 3) диаметр, число и расположение отверстий для выхода газа; 4) необходимое давление газа.

Ниже рассмотрен расчет горелок с периферийной подачей газа. Расчет горелок с центральной подачей газа принципиально от него не отличается.

Расчет воздушного тракта. Диаметр канала горелки (рис. 17.11) (амбразуры) определяют по его тепловому напряжению

$$F_0=\frac{Q_{\text{гор}}Q^c_н}{Q/F},\qquad(17.61)$$

где F_0 — площадь выходного канала; $Q_{\text{гор}}$ — объемная производительность горелки; $Q^c_н$ — теплота сгорания газа; Q/F — тепловое напряжение поперечного сечения выходного отверстия, равное от $35\cdot10^6$ до $40\cdot10^6$, Вт/м^2.

Для повышения интенсивности смешения газа с воздухом закручивают воздушный поток, чего достигают устройством улитки или тангенциальным подводом (рис. 17.12). Степень крутки потока характеризуется отношением площади воздухоподводящего патрубка ab к квадрату диаметра выходного отверстия (т. е. отношением ab/D^2_0). Чем меньше величина a и отношение ab/D^2_0, тем больше момент воздушной струи относительно оси горелки, а следовательно, больше закрученность воздушного потока. С увеличением степе-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

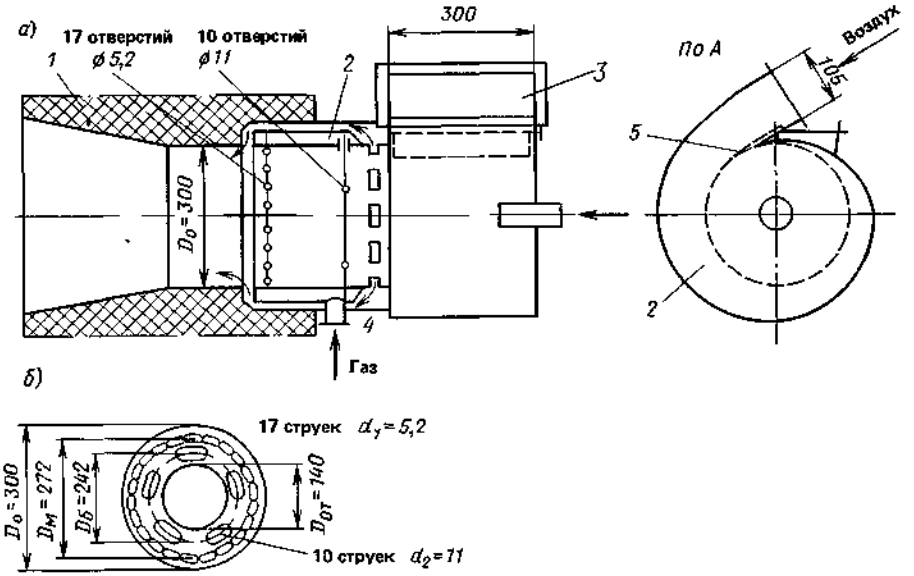


Рис. 17.11. Схема горелки турбулентного смешения с периферийной подачей газа
а — схема горелки, *б* — расположение газовых струек в поперечном сечении воздушного потока после их поворота, *1* — амбразура, *2* — газовый коллектор, *3* — улитка, *4* — канал для подачи охлаждающего воздуха, *5* — воздушный шибер

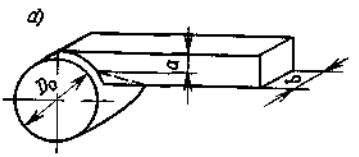


Рис. 17.12. Схема тангенциального и улиточного подвода воздуха
а — простой тангенциальный, *b* — улиточный

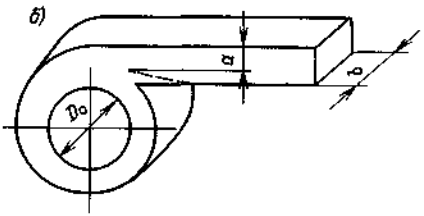
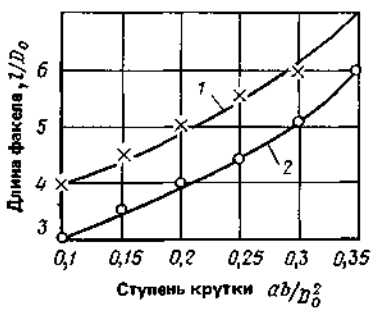


Рис. 17.13. Зависимость длины факела турбулентной горелки с простым тангенциальным подводом воздуха от степени крутки
1,2—при разных расходах газа, α=1,09= =const



ни крутки уменьшается длина факела горелки, что видно из рис. 17.13. Степень крутки ab/D_0^2 задают равной 0,35...0,4. По принятой степени крутки определяют средний угол подъема воздуха $\beta_{ср}$, движущегося по спирали, и площадь поперечного сечения горелки, в которой поток воздуха движется по направлению к топке, так как в центре расположена

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

зона обратных токов. Ширина рабочей зоны Δ равна:

$$\Delta = \frac{D_0 - D_{от}}{2}, \qquad (17.62)$$

где D_0 — диаметр выходного отверстия горелки; $D_{от}$ — диаметр зоны обратных токов.

Угол подъема $\beta_{ср}$ и диаметр зоны обратных токов при улиточном подводе воздуха и степени крутки 0,35... 0,4 соответственно равны:

$$\beta_{ср} \approx 35°; \; D_{от}/D \approx 0{,}45.$$

Действительную скорость $W_в$ воздушного потока в рабочей зоне, движущегося по спирали, определяют по уравнению

$$W_в = \frac{\alpha V_0 Q_{гор}}{\frac{\pi(D_0^2 - D_{от}^2)}{4} \sin \beta_{ср}} \cdot \frac{T_в}{273}, \qquad (17.63)$$

где $W_в'$ — действительная скорость воздушного потока, движущегося под углом $(90—\beta_{ср})$ к оси горелки; α — коэффициент избытка воздуха, V_0 — теоретическое количество воздуха, необходимого для горения, м³/м³; $T_в$ — температура воздуха, К.

Избыточное давление воздуха перед горелкой $\Delta p_{возд}$ определяют по выражению

$$\Delta p_{возд} = \frac{W_в^2}{2}\rho_в + (\zeta - 1)\frac{W_1^2}{2}\rho_в, \qquad (17.64)$$

где $\rho_в$ — плотность воздуха при температуре $T_в$; W_1 — скорость воздуха во входном патрубке горелки

$$W_1 = \frac{\alpha V_0 Q_{гор}}{ab} \frac{T_в}{273}$$

где a и b — размеры входного патрубка (см. рис. 17.12); ζ — коэффициент сопротивления горелки по воздуху, отнесенный к динамическому давлению во входном патрубке.

Примерное значение коэффициента ζ для улиточного подвода воздуха и степени крутки 0,35 составляет 4,5...5.

Расчет отверстий для выхода газа. Поперечное сечение газового коллектора определяют исходя из скорости газа 15...20 м/с. Диаметр газовых отверстий, их число и давление газа рассчитывают из условия наиболее равномерного распределения струй газа по сечению воздушного потока. При расчете используют формулу Ю. В. Иванова, в которой глубина проникания струй газа в поток воздуха связана с основными параметрами их движения. Глубиной проникания струи газа h в воздушный поток называют расстояние от плоскости выхода струи до ее оси, принявшей направление движения воздушного потока (рис. 17.14). Ее рассчитывают по формуле

$$\frac{h}{d} = k \frac{W_г}{W_в} \sqrt{\frac{\rho_г}{\rho_в}} \sin \alpha, \qquad (17.65)$$

где h — глубина проникания струи газа; d — диаметр газовых отверстий; $W_г$ — скорость истечения газа; $W_в$ — скорость воздушного потока; $\rho_г, \rho_в$ — плотности газа и воздуха при рабочих условиях; α — угол атаки (угол встречи газового и воздушного потоков); k — опытный коэффициент, зависящий от относительного шага между газовыми отверстиями (δ/d). При относительном шаге δ/d, равном 4, 8, 16, ∞, коэффициент k соответственно будет равен 1,6; 1,7; 1,9, 2,2

У горелок с периферийной и центральной подачей газа струи поступают под прямым углом к потоку воздуха. В этом случае уравнение (17.65) принимает следующий вид:

$$\frac{h}{d} = k \frac{W_г}{W_в} \sqrt{\frac{\rho_г}{\rho_в}}. \qquad (17.66)$$

Из формулы (17.66) видно, что глубина проникания струи газа прямо пропорциональна диаметру газового отверстия. Если отверстия располагают в общем коллекторе, то скорость истечения газа из них будет одинаковой. В этом случае, считая коэффициент k примерно постоянным, для рядов отверстий с разными диаметрами можно записать следующее соотношение:

$$d_1/d_2 = h_1/h_2$$

(индексы обозначают номер ряда газовых отверстий).

Расчет отверстий для выхода газа из коллектора производят из условий желательного распределения газовых струй в воздушном потоке. Рассмотрим главные принципы, которыми руководствуются при расположении и расчете струй.

Газовые струи в потоке воздуха должны располагаться с зазорами, не пересекаясь и не сливаясь. По сечению

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

воздушного потока их следует располагать так, чтобы для всех струй было примерно сохранено соответствие между расходом газа в струе и расходом воздуха через зону, примыкающую к струе Этот принцип в случае прямоточного потока воздуха приводит к равномерному распределению газовых струй по сечению воздушного потока. При закрученном воздушном потоке, который отжимается к периферии, газовые струйки следует располагать в зоне основного расхода воздуха, примыкающей к наружной поверхности воздушного канала При таком расположении газовых струй в воздушном потоке можно добиться полного сжигания газа при минимальных избытках воздуха.

Получить факел требуемой характеристики (например, короткий несветящийся или вытянутый светящийся) можно путем выбора соответствующей интенсивности образования смеси. Для получения короткого и несветящегося пламени следует принимать меньшие диаметры струй и располагать их дальше от амбразуры, чтобы образование смеси было завершено до выхода потока в топку Если струи будут больших диаметров при малом их общем числе, а выходные отверстия для струй будут расположены вблизи амбразуры, то процесс смесеобразования переместится в топку и пламя станет вытянутым и светящимся.

Таким образом, степень смешения газа с воздухом до выхода в топку в значительной мере зависит от расстояния между осью газового отверстия и выходным сечением амбразуры Чем больше это расстояние, тем равномернее поля концентрации газа и воздуха. Так, у горелок, работающих без подогрева газа и воздуха, процесс смешения завершается на расстоянии 30 d газового отверстия $l/d=30$ при соотношении скорости газа и воздуха, равном $W_г/W_в=5$, и на расстоянии 50 диаметров: $l/d=50$ при $W_г/W_в=10$. Для того чтобы до выхода в топку газовые струйки большого диаметра смешались с воздухом так же, как и

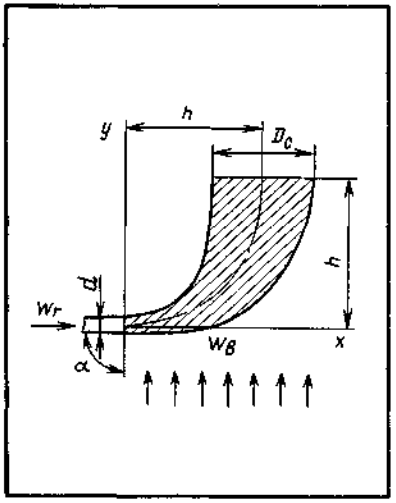


Рис 17.14. Схема развития струи под углом к потоку воздуха
h — глубина проникания струи, d — диаметр устья, D_c — диаметр струи в потоке измеренный на расстоянии h от устья струи, α — угол атаки, $w_в$ — средняя скорость воздуха, w_c — скорость в устье струи

струйки малого диаметра, следует выбирать расстояния от осей газовых отверстий до топки пропорционально диаметрам отверстий.

Диаметр струи, принявшей направление движения воздуха, будет следующий:

$$D_{стр}=0{,}75h, \qquad (17.67)$$

где $D_{стр}$ — диаметр струи на расстоянии h от отверстия

Требуемое распределение струй в воздушном потоке можно получить в результате расчета отверстий в коллекторе для выхода газа (диаметр, шаг, число рядов, расположение рядов) и скорости газовых струй. Методику расчета отверстий для выхода газовых струй и необходимого давления газа проследим на примере горелки круглого сечения с закрученным потоком воздуха Отверстия в коллекторе обычно располагают в два ряда. Диаметр первого ряда отверстий, считая по направлению движения воздуха, должен быть больше диаметра второго ряда При таком расположении отверстий их диаметры можно рассчитать так, чтобы

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

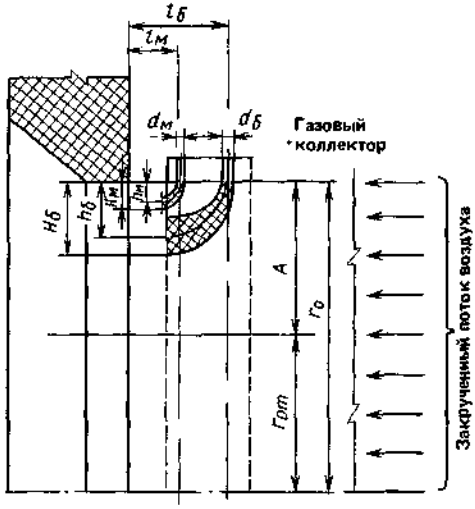


Рис. 17.15. Схема расположения струй в круглой горелке с закрученным потоком воздуха

струи не пересекались и равномерно располагались в зоне основного расхода воздушного потока (рис. 17.15). Закрученный поток воздуха имеет зону обратных токов, в которой газовые струи располагать нельзя. Радиус зоны обратных токов $r_{от}$ примерно равен $r_{от}\approx 0{,}5r_о$ ($r_о$ — радиус воздушного канала). Таким образом, ширина кольцевой зоны, в которой движется воздушный поток, равна: $A=r_о-r_{от}\approx 0{,}5r_о$. В этой зоне основная ,масса оттеснена к периферии, поэтому газовые струи следует располагать в области кольцевой зоны, примыкающей к наружной поверхности воздушного канала и имеющей ширину, равную примерно 0,5 A.

Обозначим глубину проникания газовой струи в воздушный поток по наружному контуру H, тогда с учётом соотношения (17.67) получим

$$H=h+0{,}5D_c=1{,}375h.$$

В дальнейшем параметры, относящиеся к струйкам большого диаметра, обозначим индексом *б*, а относящиеся к меньшим струйкам — *м*. Из условий, чтобы струйки располагались с зазором и не сливались, можно написать следующие соотношения, непосредственно вытекающие из (17.15):

$$H_б=0{,}5A\ ;\ h_б=0{,}5A/1{,}375=0{,}36A\ ;$$

$$H_м=0{,}8(H_б-D_c)=0{,}8(1{,}375h_б-$$

$$-0{,}75h_б)=0{,}18A;\quad h_м=0{,}13A. \tag{17.68}$$

Здесь приведены средние значения дальнобойностей газовых струй; изменяя их в ту или иную сторону, можно в известной мере управлять интенсивностью смесеобразования. Через струи большего диаметра подают 70 %, а через струи меньшего диаметра — 30 % расхода газа.

Число отверстий в одном ряду в газовом коллекторе определяют из условий неслияния струй в воздушном потоке после их поворота по направлению движения сносящего потока. Диаметр струи после поворота в прямой поток воздуха равен 0,75 h, а в закрученный поток с углом подъема β — $0{,}75h/\sin\beta$. Максимальный шаг t должен быть больше этого диаметра, т. е.

$$t>\frac{0{,}75h}{\sin\beta}.$$

Если среднее значение угла подъема принять равным $\beta=30°$, тогда $t_{мин}=1{,}5\ h$. Приняв определенное значение шага в долях глубины проникания струи $t=ah$, можно определить число газовых струй

$$n=\frac{\pi\,(D_0-2h)}{t}, \tag{17.69}$$

где $\pi(D_о-2h)$ — длина окружности, по которой располагаются центры газовых струй после поворота в воздушном потоке

По формуле (17.69) вначале рассчитывают большие отверстия. Если суммарная площадь выходных отверстий составляет F, то площадь больших отверстий равна $0{,}7F$. Выразим эту площадь через число и диаметр отверстий:

$$0{,}7F=n_б\frac{\pi d_б}{4}. \tag{17.70}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Суммарную площадь найдем по формуле (17.41)

$$F=\frac{\varepsilon_F Q_{\text{гор}}}{W_{\text{г}}}. \qquad (17.71)$$

Подставляя это выражение в уравнение (17.70) и решая его относительно $W_{\text{г}}$, получим:

$$W_{\text{г}}=0{,}9\,\frac{\varepsilon_F Q_{\text{гор}}}{n_{\text{б}} d_{\text{б}}^2}. \qquad (17.72)$$

Если из уравнений (17.66) и (17.72) исключить значение $W_{\text{г}}$, то получим следующее выражение для расчета:

$$d_{\text{б}}=0{,}9\,k\,\frac{\varepsilon_F Q_{\text{гор}}}{n_{\text{б}} h_{\text{б}} W_{\text{в}}}\sqrt{\frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{в}}}}. \qquad (17.73)$$

Из уравнения (17.73) определяют величину $d_{\text{б}}$, предварительно задавшись ε_F. После определения $d_{\text{б}}$ находят $W_{\text{г}}$ и F по формулам (17.71) и (17.72). Меньшие отверстия рассчитывают в такой последовательности: из формулы (17.66) определяют $d_{\text{м}}$ и по суммарной площади меньших отверстий $F_{\text{м}}=0{,}3\,F$ находят их число; по формуле (17.69) рассчитывают шаг отверстий и проверяют полученное значение из условий неслияния газовых струй.

Давление газа в коллекторе вычисляют по формуле (17.43)

$$\Delta p_{\text{газ}}=\frac{1}{\varepsilon_p \mu^2}\,\frac{W_{\text{газ}}^2}{2}\,\rho_{\text{г}}, \qquad (17.74)$$

где ε_p — коэффициент, учитывающий расширение газа при истечении из отверстий; μ — коэффициент расхода газовых отверстий.

Для отверстий, просверленных непосредственно в коллекторе, в зависимости от отношения толщины стенки трубы к диаметру данного отверстия коэффициент μ составляет 0,65...0,7. После определения давления газа проверяют значения ε_F и ε_p (см. рис. 17.10) и при необходимости корректируют расчет.

Пример 17.5. Рассчитать горелку турбулентного смешения с периферийной подачей газа. Схема горелки производительностью $Q_{\text{гор}}=300$ м^3/ч показана на рис. 17.11. Характеристика сжигаемого газа: $Q_{\text{н}}^{\text{с}}=35\,600$ кДж/м^3, $V_0=9{,}5$ м^3/м^3, $\rho_{\text{г}}=0{,}73$ кг/м^3, коэффициент избытка воздуха $\alpha=1{,}1$.

Решение. 1. Принимаем улиточный подвод воздуха. Определяем размеры выходного отверстия горелки и улитки по формуле (17.61):

$$F_0=\frac{300\cdot 35\,600\cdot 10^3}{3600\cdot 35\cdot 10^6}=0{,}085\ \text{м}^2,\quad D_0=330\ \text{мм}.$$

Тепловое напряжение поперечного сечения горелки

$$Q/F=35\cdot 10^6\ \text{Вт/м}^2.$$

Принимаем диаметр $D_0=300$ мм. Размеры улитки при степени крутки 0,35 следующие:

$$b=D_{\text{с}}=300\ \text{мм};$$

$$\frac{ab}{D_0^2}=\frac{a}{D_0}=0{,}35;\quad a=0{,}35\cdot 300=105\ \text{мм}.$$

2. Определяем ширину рабочей зоны и действительную скорость воздуха при выходе из улитки. Диаметр зоны обратных токов при степени крутки 0,35 равен: $D_{\text{от}}\approx 0{,}45\times D_0=0{,}45\cdot 300=140$ мм.

Ширина рабочей зоны равна:

$$\Delta=\frac{300-140}{2}=80\ \text{мм}.$$

Средний угол спирального подъема воздуха

$$\beta_{\text{ср}}=35\,^\circ;\ \sin\beta_{\text{ср}}=0{,}574.$$

Рассчитываем действительную скорость воздуха при выходе из улитки (17.63)

$$W_{\text{в}}=\frac{1{,}1\cdot 9{,}5\cdot 300}{\dfrac{3600\cdot 3{,}14\,(0{,}3^2-0{,}14^2)}{4}\,0{,}574}=28\ \text{м/с}.$$

Воздух не подогревают, поэтому $T_{\text{в}}/273=1$.

3. Определяем необходимое давление воздуха перед горелкой. Скорость воздуха во входном патрубке

$$W_1=\frac{1{,}1\cdot 9{,}5\cdot 300}{3600\cdot 0{,}105\cdot 0{,}3}=27{,}7\ \text{м/с}.$$

Коэффициент сопротивления принимаем равным: $\zeta=4{,}7$, тогда по формуле (17.64)

$$\Delta p_{\text{в}}\,\frac{29{,}1^2}{2}\,1{,}29+(4{,}7-1)\,\frac{27{,}7^2}{2}\,1{,}29=2400\ \text{Па}$$

4. Определяем поперечное сечение газового коллектора

$$F_{\text{к}}=\frac{300}{3600\cdot 15}=0{,}00556\ \text{м}^2,$$

где скорость составляет 15 м/с.

5. По формулам (17.68) определяем глубину проникания газовых струй в закрученный поток воздуха. Величину A принимаем

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Алгоритм расчета горелки турбулентногосмешения с улиточным закручивателем воздуха и периферийной подачей газовых струй

Задано: $Q_{гор}$, V_o, $\rho_г$, α, $Q^c_н$, $T_в$, k — показатель адиабаты.

Задаемся $\frac{Q}{F} = 35 \cdot 10^6 \ldots 40 \cdot 10^6$ Вт/м^2 и соотношениями размеров улитки: $b = D_o$; $\frac{ab}{D_o^2} = \frac{a}{D_o} = 0{,}35 \ldots 0{,}4$. $D_{от} \approx 0{,}45\ D_o$; $\xi = 4{,}5 \ldots 5$; $\beta_{ср} \approx 35^0$.

$F_o = \frac{Q_{гор}\ Q^c_и}{Q/F}$; $d_o = \sqrt{\frac{4F_o}{\pi}}$ округляем d_o до стандартного размера. Определяем b, a, $D_{от}$.

$$W_в = \frac{\alpha\ V_o\ Q_{гор}}{\frac{\pi}{4}\left(D_o^2 - D_{от}^2\right) \sin\beta_{ср}} \cdot \frac{T_в}{273}$$

$$W_1 = \frac{\alpha\ V_o\ Q_{гор}}{ab} \cdot \frac{T_в}{273}; \quad \Delta p_{возд} = \frac{w_в^2}{2}\rho_в + (\zeta - 1)\frac{w_1^2}{2}\rho_в$$

Принимаем два ряда газовых отверстий. Рассчитываем $A = 0{,}55\ r_o$; $h_б = 0{,}36\ A$; $h_м = 0{,}13\ A$.

Рассчитываем большие отверстия. Задаемся величиной $a = 2 \ldots 2{,}5$. $t_б = a h_б$ $n_б = \frac{\pi (D_o - 2h_б)}{t_б}$

округляем $n_б$ до целого большего значения

$d_б$ $Q = 0{,}9\ k \frac{\epsilon_F\ Q_{гор}}{n_б\ h_б\ w_в}\sqrt{\frac{\rho_г}{\rho_в}}$, $k_б = 1{,}6 \ldots 2{,}0$ задаемся. ϵ'_F — задаемся. ϵ'_F; ϵ'_F

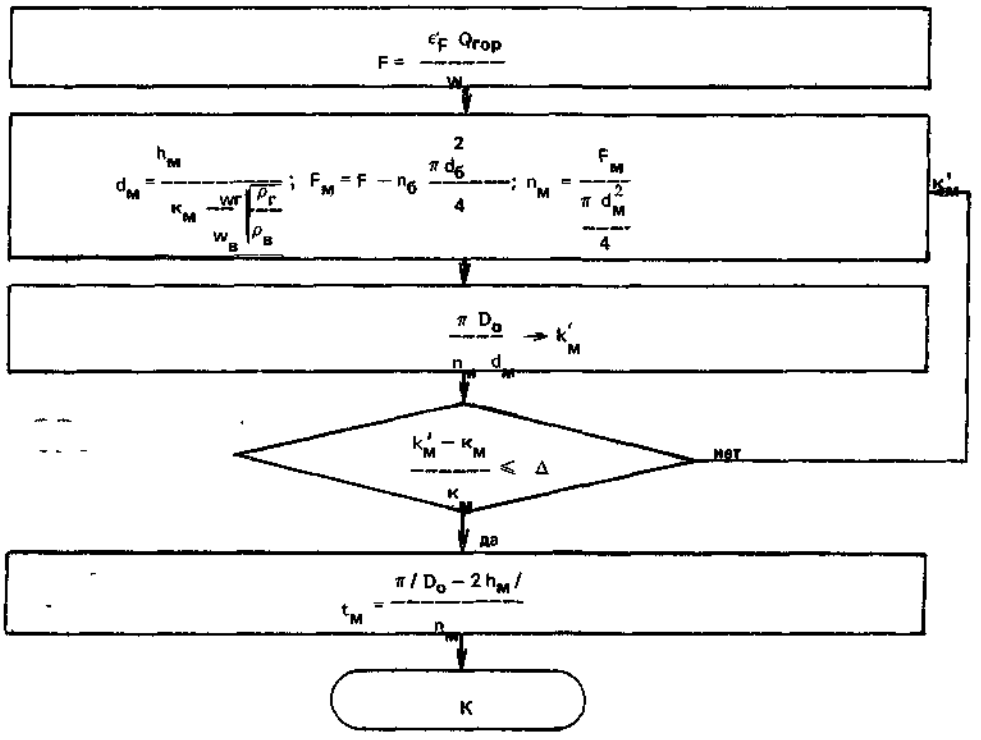
$W_г = 0{,}9 \frac{\epsilon_F\ Q_{гор}}{n_б\ d_б^2}$; $\Delta p_{газ} = \frac{1}{\epsilon_p\ \mu^2}\frac{W^2_{газ}}{2}\rho_г$ ϵ_p и μ задаемся; ϵ'_p

$\nu = \frac{p_o}{p_{газ}}$; $\epsilon'_F = \nu^{\frac{k-1}{k}}$; $\epsilon'_p = \frac{k}{k-1}\frac{1-\nu^{\frac{k-1}{k}}}{1-\nu}\nu$; $\frac{\pi D_o}{n_б d_б} \to k'_б$

$\frac{\epsilon'_F - \epsilon_F}{\epsilon_F} \leqslant \Delta$; $\frac{\epsilon'_p - \epsilon_p}{\epsilon_p} \leqslant \Delta$; $\frac{k'_б - k_б}{k_б} \leqslant \Delta$ — нет

да

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/



равной толщине кольцевой зоны, где нет обратных токов

$$A=0{,}55r_0=0{,}55\cdot 150=82 \text{ мм},$$
$$h_б=0{,}36A=0{,}36\cdot 82=29 \text{ мм},$$
$$h_м=0{,}13A=0{,}13\cdot 82=11 \text{ мм}$$

6 Принимаем шаг больших отверстий

$$t_б=2{,}5\cdot 29=73 \text{ мм}$$

Определяем число больших отверстий по формуле (17 69)

$$n_б \frac{3{,}14\,(300-2\cdot 29)}{73}=$$

$=10{,}4$ принимаем 10 отверстий

7 Вычисляем диаметр больших отверстий по формуле (17 73)

$$d_б=0{,}9\cdot 1{,}7\,\frac{0{,}98\cdot 300\cdot 1000}{3600\cdot 10\cdot 29\cdot 28}\sqrt{\frac{0{,}73}{1{,}29}}=$$
$$=0{,}011 \text{ мм}=11 \text{ мм},$$

принимаем $k=1{,}7$ а $\varepsilon_F=0{,}98$

Относительный шаг отверстий равен

$$\frac{3{,}14\cdot 300}{10\cdot 11}=8{,}6\cdot$$

Этому значению относительного шага отве чает величина $k=1{,}7$, поэтому пересчетов не производим

8 Рассчитываем скорость выхода газа из отверстий горелки по формуле (17 72)

$$W_г=0{,}9\,\frac{0{,}98\cdot 300}{3600\cdot 10\cdot 0{,}011^2}=61 \text{ м/с}$$

9 Определяем суммарную площадь выходных отверстий по формуле (17 71)

$$F=\frac{0{,}98\cdot 300}{3600\cdot 61}=0{,}00134 \text{ м}^2=13{,}4 \text{ см}^2$$

10 Рассчитываем меньшие отверстия

$$\frac{h_м}{d_м}=1{,}7\,\frac{61}{28}\sqrt{\frac{0{,}73}{1{,}29}}=28,\ d_м=\frac{11}{2{,}8}=4 \text{ мм},$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$F_м = 13{,}4 - 10\,\frac{3{,}14\cdot 1{,}1^2}{4} = 3{,}8 \text{ см};$$

$$\frac{3{,}8}{\frac{3{,}14\cdot 4^2}{4}} = 30.$$

Принимаем 30 отверстий:

$$t_м = \frac{3{,}14(300 - 2\cdot 11)}{30} = 29 \text{ мм};$$

29/11=2,6, следовательно, малые струи газа также сливаться не будут.

11. Определяем необходимое давление газа в коллекторе по формуле (17.74)

$$\Delta p_{газ} = \frac{1}{0{,}98\cdot 0{,}65^2}\,\frac{61^2}{2}\,0{,}73 = 3200 \text{ Па}.$$

Здесь принято $\varepsilon_р$=0,98; μ=0,65.

Расчет подовых горелок. Подовая горелка состоит из двух элементов: стальной бесшовной трубы (коллектора) с просверленными в ней отверстиями для выхода газа и огневой части (рис. 17.16). Последняя представляет собой щель, выложенную из огнеупорного кирпича и располагаемую над трубой горелки. Расчетом определяют: а) размеры коллектора и огневой части; б) диаметр выходных отверстий, их число и расположение на коллекторе; в) необходимое давление газа перед горелкой.

Число горелок принимают равным числу топочных дверок (обычно 1...3). Если горелки располагают в поперечном направлении относительно топки, в этом случае их вводят через боковую стенку котла. Диаметр коллектора составляет 40...200 мм, скорость движения газа принимают до 20 м/с. Для обеспечения равномерной высоты пламени рекомендуется принимать поперечное сечение трубы в 1,5...2,5 раза больше суммарного сечения выходных отверстий.

Ширину огнеупорной части горелки определяют по скорости движения воздуха в узком сечении щели. Скорость воздуха принимают 2,5... 8 м/с. Меньшую величину выбирают для топок, работающих за счет тяги (без дутья); она должна соответствовать разрежению в топке. Минимальное разрежение для топок чугунных отопительных котлов составляет 8 Па. Для производственно-отопительных котлов разрежение в топке равно 20...30 Па.

Скорость воздуха в узком сечении щели $W_в$ при работе топки без дутья рассчитывают по формуле

$$W_в = \mu_в \sqrt{2\Delta p_т / \rho_в}\,, \qquad (17.75)$$

где $\mu_в$ — коэффициент расхода, который учитывает все гидравлические сопротивления на пути движения воздуха; его принимают равным $\mu_в$=0,7; $\Delta p_т$ — разрежение в топке; $\rho_в$ — плотность воздуха при рабочих условиях.

Ширина щели равна:

$$a = \frac{\alpha V_0 Q_{гор}}{W_в l}\,\frac{T_в}{273} + d_н, \qquad (17.76)$$

где a — ширина щели (между огнеупорными стенками); α — коэффициент избытка воздуха; V_0 — теоретическое количество воздуха, необходимого для горения, м^3/м^3; $T_в$ — температура воздуха, К; l — длина коллектора; $d_н$ — наружный диаметр коллектора.

Для определения величины a предварительно следует задать длину коллектора, которую ориентировочно находят по тепловой нагрузке на 1 м горелки $q_к$, т. е.

$$l = \frac{Q_{гор} Q^г_н}{N q_к}, \qquad (17.77)$$

где N — число горелок; $q_к$ составляет: для отопительных котлов $q_к$=230...460 кВт/м; для котлов малой производительности с высотой топки до 3 м $q_к$=1150...1750 кВт/м; для котлов средней производительности с высотой топки более 3 м $q_к$=2300...3500 кВт/м.

Длину коллектора принимают на 100...600 мм меньше длины колосниковой решетки, а расстояние между горелками составляет 500...1200 мм. В соответствии с полученной шириной щели определяют глубину проникания струи h и диаметр отверстий d_0. Диаметр струи $D_с$, принявшей направление потока воздуха на расстоянии h от отверстий, определяют соотношением

$$D_с = 0{,}75h.$$

Для повышения стабильности горения глубину проникания струи принимают немного больше ширины щели и определяют по следующему соотношению. Если глубину проникания

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

принять равной ширине, она будет составлять

$$h=\frac{1}{1{,}375}\frac{a-d_н}{2}=0{,}73\frac{a-d_к}{2}, \qquad (17.78)$$

ее же принимают равной:

$$h=(0{,}85\ldots 0{,}9)\frac{a-d_к}{2}\approx 0{,}45\,(a-d_н). \qquad (17.79)$$

Диаметр отверстий для выхода газа рассчитывают по формуле (17.65). Отношение скоростей газа и воздуха рекомендуется принимать $W_г/W_в=10\ldots15$, что соответствует скоростям газа 30...80 м/с. Большее отношение выбирают при работе котла без дутья.

Шаг между огневыми отверстиями δ принимают равным:

$$\delta=0{,}75\ h+(2\ldots5)\ \text{мм}.$$

Для чугунных котлов целесообразнее принимать диаметр отверстий 1,3...2 мм с шагом 13...20 мм, а для производственных котлов величина $d_0=2\ldots4$ мм, а $\delta=20\ldots30$ мм. Отверстия располагают на трубе горелки в два ряда в шахматном порядке.

Длина коллектора составляет

$$l=\frac{(n+1)\,\delta}{2}, \qquad (17.80)$$

где n — число выходных отверстий.

Длину огневой щели, учитывая возможное тепловое расширение, принимают на 30...50 мм больше длины коллектора. Полученная длина коллектора l должна отличаться от предварительно принятой не более чем на 10 %. В противном случае следует произвести пересчет.

Необходимое давление газа перед задвижкой горелки определяют по формуле

$$\Delta p_{газ}=\left[\frac{1}{\mu_0^2}+\Sigma\zeta\left(\frac{F_0}{F_к}\right)^2\right]\frac{W_г^2}{2}\rho_{газ}, \qquad (17.81)$$

где μ_0 — коэффициент расхода отверстий горелки, равный 0,7...0,6; $\Sigma\zeta$ — сумма коэффициентов гидравлических сопротивлений горелки (местных и линейных) от задвижки (включая последнюю) до выходных отверстий (коэффициент ζ отнесен к динамическому давлению газа в коллекторе горелки); F_0 — суммарная площадь выходных отверстий; $\rho_{газ}$ — плотность газа.

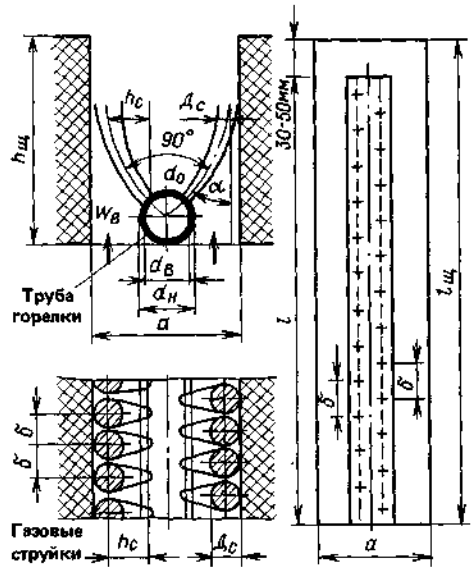


Рис. 17.16. Схема расположения газовых струек у подовых горелок

$h_щ$ — высота щели; a — ширина щели; $l_щ$ — длина щели

Для чугунных отопительных котлов рекомендуется давление газа 800... 1100 Па, а для производственных котлов — 5000...10 000 Па.

Пример 17.6. Рассчитать подовую горелку для чугунного котла с поверхностью нагрева $H=34$ м^2, переводимого на природный газ. Производительность котла 400 кВт. Размер колосниковой решетки 1592×815 мм. Характеристики сжигаемого газа: $Q_н^с=35\,600$ кДж/м^3; $V_0=9{,}5$ м^3/м^3; $\rho_{газ}=0{,}73$ кг/м^3; КПД котла — 0,85.

Решение. 1. Принимаем одну подовую горелку. Расход газа на горелку равен:

$$Q_{гор}=\frac{3600\cdot400}{0{,}85\cdot35\,600}=47{,}5\ \text{м}^3/\text{ч}.$$

2. Для коллектора горелки выбираем цельнотянутую трубку с наружным диаметром 40 мм и толщиной стенки 4 мм. Скорость газа в трубе составит:

$$W_к=\frac{47{,}5}{3600\cdot0{,}00081}=16{,}3\ \text{м/с}$$

Площадь живого сечения трубы равна 0,00081 м^2.

3. Определим скорость воздуха в узком сечении щели по формуле (17.75); предпола-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

гая, что котел работает без дутья, разрежение в топке составляет 8 Па

$$W_в = 0{,}7\sqrt{\frac{2\cdot 8}{1{,}29}} = 2{,}45 \text{ м/с},$$

при $\mu_в = 0{,}7$, $\rho_в = 1{,}29$ кг/м^3.

4 Определим ориентировочную длину коллектора, принимая $q_l = 350$ кВт/м (17 76)

$$l = \frac{47{,}5\cdot 35\,600}{3600\cdot 350} = 1{,}35 \text{ м}$$

5 Определим ширину щели a Коэффициент избытка воздуха принимаем $\alpha = 1{,}2$, а $T_в/273 = 1$

$$a = \frac{1{,}2\cdot 9{,}5\cdot 47{,}5}{3600\cdot 2{,}45\cdot 1{,}35} + 0{,}04 = 0{,}086 \text{ м}$$

Принимаем ширину щели 86 мм

6 Определим проникание струи в глубь воздушного потока (17 79)

$$h = 0{,}45(86 - 40) = 20{,}5 \text{ мм}$$

7 Рассчитаем диаметр выходных отверстий по формуле (17 65), приняв угол раскрытия 90°, тогда угол атаки α равен 45°, sin 45° = = 0,707 Отношение скоростей принимаем $W_1/W_в = 11$, а коэффициент $k = 1{,}7$

$$d_0 = \frac{1}{1{,}7}\,\frac{1}{11}\sqrt{\frac{1{,}29}{0{,}73}}\cdot\frac{1}{0{,}707}\,20{,}5 = 2{,}05 \text{ мм}$$

Принимаем $d_0 = 2{,}1$ мм

Шаг отверстий δ равен

$$\delta = 0{,}75\cdot 20{,}5 + 3 = 18{,}4 \text{ мм},$$

Отсюда принимаем $\delta = 19$ мм

8 Определим число отверстий в коллекторе Расход газа через одно отверстие равен

$$q_г = \frac{3{,}14\cdot 2{,}1^2}{4\cdot 10^6}\,27\cdot 3600 = 0{,}34 \text{ м}^3/\text{ч},$$

здесь скорость газа $W_г = 11\cdot 2{,}45 = 27$ м/с,

число отверстий

$$n = \frac{47{,}5}{0{,}34} = 140 \text{ шт}$$

9 Проверим длину коллектора

$$l = \frac{(140 + 1)19}{2} = 1340 \text{ мм}$$

Эта величина практически не отличается от принятой ранее 1330 мм Длину щели принимаем $l_ш = 1340 + 30 = 1370$ мм Этот размер меньше длины колосниковой решетки на 1592 — — 1370 = 222 мм, что допустимо

10 Определим необходимое давление газа перед задвижкой горелки (17 81)

$$\Delta p_{газ} = \left[\frac{1}{0{,}65^2} + 2{,}5\left(\frac{480}{810}\right)^2\right]\frac{27^2}{2}\,0{,}73 = 870 \text{ Па},$$

$$F = 0{,}785\cdot 140\cdot 2{,}1^2 = 480 \text{ мм}^2,$$

Здесь коэффициент расхода выходных отверстий $\mu_0 = 0{,}65$, а сумма коэффициентов гидравлических сопротивлений на пути движения газа через задвижку горелки и до отверстий $\Sigma\zeta = 2{,}5$

Глава 18.
Газооборудование отопительных котлов и промышленных печей строительной индустрии

18.1. Выбор газогорелочных устройств и их установка на отопительных котлах

В качестве источников теплоты для системы теплоснабжения используют водогрейные и паровые котлы, значительная часть которых работает на газообразном топливе Газооборудование таких котлов будет рассмотрено ниже Конструкции котлов, сжигание в них других топлив, котельные и теплогенерирующие установки составляют предмет другого курса Для теплоснабжения в основном используют водогрейные котлы с температурой горячей воды 95, 115 и 150 °С Применяются также и паровые котлы в основном низкого давления 0,9 1,4 МПа (энергетические котлы ТЭЦ здесь не рассматриваются)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Небольшие водогрейные котлы, используемые для отопления отдельных зданий или групп зданий в децентрализованных системах теплоснабжения, в основном выпускают в виде чугунных секционных котлов, предназначенных для приготовления горячей воды. Максимальная температура воды 115 °С, максимальное статическое давление 0,6 МПа. Некоторые конструкции таких котлов оборудуют паросборниками и используют для приготовления пара низкого давления до 0,07 МПа (изб.). Децентрализованные системы теплоснабжения для городов являются неперспективными, но могут еще длительное время сохраниться в сельской местности и небольших населенных пунктах. Учитывая область применения, чугунные котлы выпускают с ориентацией на использование сортированного твердого топлива, сжигаемого на колосниковой решетке. Котлы выпускают трех модификаций: КЧ-1 (с поверхностью нагрева 8,4...14,2 м^2), КЧ-2 (15,2... 46,2 м^2), КЧ-3 (36,8...81 м^2). При наличии газообразного топлива их переоборудуют для сжигания газа. При выборе горелок для таких котлов необходимо исходить из их конструктивных особенностей, включая конструкцию топочных устройств, материала котельных стенок, условий установки и эксплуатации. Таким образом, выбор газогорелочных устройств подчинен заданным условиям работы. Только малые чугунные котлы ВНИИСТО-Мч оборудуют на заводе колосниковой решеткой или специально спроектированными газогорелочными устройствами.

При переводе чугунных секционных котлов на природный газ необходимо учитывать следующие особенности:

1) газогорелочные устройства должны обеспечить достаточно равномерное поле температур в топке, исключающее локальные перегревы чугунных секций. Факел должен возможно равномернее заполнять топку, не ударяясь о поверхности нагрева котла;

2) газогорелочное устройство в компоновке с топкой должно обеспечивать сжигание газа с минимальными избытками воздуха (α=1,1... 1,3) при практическом отсутствии химической неполноты горения ($q_3 \leqslant$ $\leqslant$0,05%); КПД котла должен составлять 75...85%;

3) тепловое напряжение поверхности нагрева котла (теплосъем) следует принимать таким, чтобы не возникало локальных перегревов стенок котла и не создавались условия для повышения концентраций образующихся оксидов азота. Обычно теплосъем принимают в пределах 12... 14 кВт/м^2;

4) горелка должна устойчиво работать в заданном диапазоне изменения нагрузки котла;

5) на работу эжекционных и подовых горелок существенное влияние оказывает разрежение в топке и особенно изменение разрежения при работе котла. При выборе горелки этот фактор следует учитывать;

6) на выбор горелки оказывают влияние: давление газа (низкое или среднее), мощность котла, шум, создаваемый горелкой, наличие автоматики регулирования, возможности размещения горелок в котельной и их удобное обслуживание;

7) число устанавливаемых горелок в основном определяется их типом и мощностью котла. Число горелок, их расположение и организуемый процесс горения целесообразно принимать такими, чтоб обеспечить наибольшую полноту заполнения топки пламенем, исключить застойные зоны, получить равномерные и пониженные поля температур в топке при минимальных избытках воздуха. Последнего можно в значительной степени добиться путем увеличения лучистого потока от пламени. При таких условиях будут исключены локальные перегревы стенок котла и понижена концентрация NO_x в продуктах горения.

При переводе чугунных секционных котлов на газообразное топливо используют два принципиально от-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

личных решения: 1) горелки располагают на колосниковой решетке, частично закрытой огнеупорным кирпичом (на поду). При таком решении горелки должны быть трубчатого типа и располагаться в один или несколько рядов вдоль колосниковой решетки, 2) топка оборудуется одной или несколькими факельными горелками, располагаемыми во фронтальной стенке котла. Применяют оба способа, и каждый из них имеет свои достоинства и недостатки. При газооборудовании котлов по первому способу применяют следующие горелки: атмосферные, подовые — диффузионные, форкамерные и другие трубчатые горелки, организующие в основном сжигание газа по двухстадийному принципу. Одними из первых стали применять атмосферные горелки. При правильном проектном решении и хорошем монтаже они обеспечивают устойчивую работу с большой глубиной регулирования при коэффициенте первичного воздуха $\alpha'=0{,}5...0{,}6$ и коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1{,}2...1{,}3$; при этом практически отсутствует химическая неполнота сгорания. В продуктах горения наблюдается пониженная концентрация оксидов азота (около 0,12 г/м^3). Горелки работают бесшумно.

Основные требования к проекту газооборудования заключаются в следующем: 1) давление воздуха в зоне его всасывания в эжектор и давление вблизи выхода газовоздушной смеси должны быть одинаковыми. Этого достигают установкой тягопрерывателя и открытым расположением горелок или полностью закрывают горелку и весь воздух (первичный и вторичный) подводят через общий патрубок с регулировкой его поступления шибером в зависимости от разрежения в топке; 2) тягу при отсутствии тягопрерывателя следует регулировать; 3) вторичный воздух должен быть равномерно подведен к корням факелов на горелке Этого добиваются, располагая и ограничивая живые сечения для прохода вторичного воздуха вблизи трубчатых головок горелок. При этом должен быть обеспечен свободный доступ вторичного воздуха по высоте пламени, 4) высота топки котла должна обеспечивать свободное развитие пламени при всех нагрузках без проникания пламени в конвективную часть котла; 5) производительность одной горелки обычно не принимают более 10 м^3/ч.

Изложенные выше значительные требования к газооборудованию чугунных котлов при установке в них атмосферных горелок, а также небольшая производительность горелок ограничивают их применение. Вместе с тем следует отметить, что при проектировании котла, предназначенного для газового топлива, использование горелок атмосферного типа дает весьма хорошие результаты.

При оборудовании чугунных секционных котлов подовыми диффузионными горелками, правильно спроектированными (см гл. 16), можно получить также очень высокие показатели: $\alpha=1{,}1$, $q_3<0{,}5\%$. Подовые горелки по производительности обеспечивают максимальные мощности чугунных котлов. Основными недостатками этих горелок являются:

1) для горелок, рассчитанных на работу без вентиляторного дутья, сильная зависимость качества сжигания газа от разрежения в топке: при снижении разрежения возникает химическая неполнота сгорания, при повышении — растет избыток воздуха. Учитывая изложенное, горелки следует проектировать с механической подачей воздуха в топку;

2) при изменении производительности котла без автоматики трудно регулировать соотношение газ — воздух и обеспечивать качественное сжигание газа;

3) большинство типов горелок характеризуется малой индустриальностью.

Легче добиться высоких показателей при двухстадийном сжигании газа. По этому принципу построены форкамерные горелки и другие, близкие к ним по принципу сжигания. В

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

большинстве случаев они предназначены для работы на низком давлении газа, обеспечивают равномерные поля температур в топке, полное сгорание газа и пониженные концентрации оксидов азота в продуктах горения. Основными недостатками таких горелок являются: малая индустриальность; жесткие требования к тяге и необходимость ее регулирования; для достижения высоких эксплуатационных показателей необходимо оснащение котла автоматикой регулирования. В итоге можно отметить, что рассмотренный способ перевода чугунных секционных котлов на газообразное топливо обеспечивает их удовлетворительную работу, является доступным для большинства эксплуатирующих организация, а при автоматизации и налаженной эксплуатации обеспечивает хорошие теплотехнические показатели работы котлов.

По другому способу при переоборудований чугунного секционного котла на газообразное топливо на его фронтальной стенке устанавливают факельную горелку. Принципиально этот способ в меньшей степени соответствует конструкции чугунных котлов, которые предназначены для *слоевого сжигания твердого топлива*. Если по первому способу производится известная имитация слоевого сжигания путем расположения горелок на поду котла, то по второму способу газ сжигается в факеле в объеме топки, для чего топка должна быть камерного типа. Учитывая изложенное, горелка, которой оборудуется котел, должна обеспечивать короткий кинетический факел. В качестве таких горелок наибольшее распространение получили эжекционные горелки с пластинчатым стабилизатором типа ИГК.

Первоначально горелки устанавливали на фронтальной части котла вместо поддувальной дверцы после демонтажа колосниковой решетки и футеровки внутренних стенок огнеупорным кирпичом. Несмотря на пониженное расположение горелок, наблюдались местные перегревы стенок котла, что приводило к образованию трещин в секциях. Во избежание выхода из строя секций котел устанавливают выше на 1100...1200 мм от пола. Горелки располагают в образовавшейся таким образом внешней топке под шатром котла. Кроме того, ограничивают теплосъем с котла величиной 12 кВт/м^2. Горелки оборудуют специально разработанной пневмомеханической автоматикой.

Котлы, оборудованные горелками ИГК, обеспечивают полное сжигание газа без химической неполноты сгорания ($q_3 \approx 0$) с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1{,}05...1{,}1$, но характеризуются несколько повышенным выходом оксидов азота ($NO_x \approx \approx 0{,}16$ г/м^3). Горелки предназначены для работы на среднем давлении газа 50...60 кПа. Шум, создаваемый при работе горелки, находится на пределе допустимого. Горелки комплектуются совместно с автоматикой. Основные достоинства: индустриальность конструкции, наличие специальной автоматики, надежность работы.

Крупные водогрейные котлы, используемые для централизованных систем теплоснабжения, выпускаются с камерными топками, специально предназначенными для сжигания газа и мазута. Их изготовляют в комплекте с газомазутными горелками, поэтому задача переоборудования таких котлов на газообразное топливо не возникает. Рассмотрение газооборудования таких котлов представляет интерес с точки зрения оценки качества сжигания газа, достоинств и недостатков горелок. Современные крупные отопительные котельные оборудуют котлами ПТВМ башенного типа теплопроизводительностью 35... 209 МВт, а также котлами унифицированной серии, которые стали производить котельные заводы, типа КВ производительностью от 4,6 до 209 МВт. Из этой серии для сжигания газа и мазута предназначены котлы типа КВ-ГМ. Рассмотрим газогорелочные устройства котлов этих типов.

Котлы типа ПТВМ оборудуют га-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

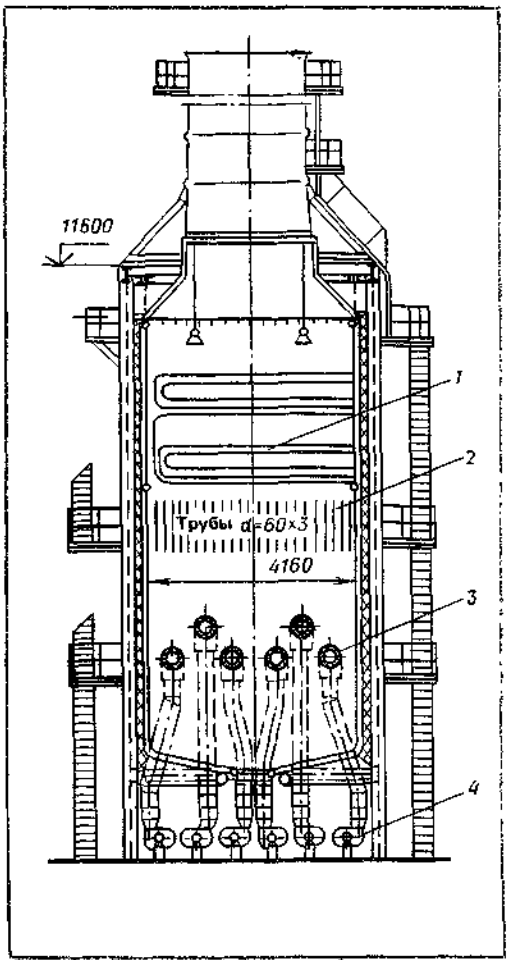


Рис. 18.1. Водогрейный котел ПТВМ-50-1
1 — конвективная часть, *2* — боковой экран топки; *3* — газомазутная горелка; *4* — дутьевой вентилятор

зомазутными горелками, которые располагают в боковых стенках котла поровну в два яруса. Для возможности размещения горелок трубы боковых экранов соответственно разведены. Таким образом, в котлах применена встречная компоновка горелок. Каждая горелка оборудуется индивидуальным вентилятором ЭВР, подающим воздух в горелку с давлением 1,1...1,2 кПа. Каждый котел оборудуется большим числом горелок. Так, на котле ПТВМ-50-1 устанавливают 12 газомазутных горелок, а на котле ПГВМ-100 — 16 горелок. Большое количество горелок позволяет регулировать тепловую нагрузку котла путем выключения отдельных горелок, сохраняя работу остальных горелок в режиме, близком к расчетному. Однако через выключенную горелку приходится пропускать часть воздуха для защиты ее от излучения из топки. Это приводит к увеличению коэффициента избытка воздуха и снижению КПД котла. КПД котлов типа ПТВМ при средней нагрузке достаточно высок и составляет 89... 93%. На рис. 18.1 показан разрез котла ПТВМ-50-1 с размещением газомазутных горелок. В верхнем ярусе расположены по две горелки, а в нижнем — по четыре, всего с двух сторон двенадцать горелок. Дутьевые вентиляторы расположены на полу котельной под котлом.

Газомазутная горелка показана на рис. 18.2. Воздух подается по цилиндрическому каналу и закручивается установленным на его пути лопаточном регистром. Газ подается в кольцевой коллектор квадратного сечения и выходит из него в виде струй под прямым углом к оси горелки в закрученный поток воздуха. Коллектор расположен на периферии горелки, поэтому горелка является с периферийной подачей газа. Для исключения перегрева излучением из топки газовый коллектор заделан в кладку. По оси горелки располагается водоохлаждаемая мазутная форсунка с механическим распыливанием. Производительность горелки на природном газе составляет 500—560 $м^3/ч$ при давлении газа 22...25 кПа.

Газомазутные котлы серии КВ-ГМ теплопроизводительностью 11,6; 23,2; 34,9 МВт различаются глубиной топочной камеры. Каждый котел оборудован одной ротационной газомазутной горелкой РГМГ, расположенной на фронтальной части котла. Котлы производительностью 58,2 и 116,3 МВт оборудуются соответственно двумя и тремя горелками. На рис. 18.3 показана компоновка горелки на котле КВ-ГМ.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

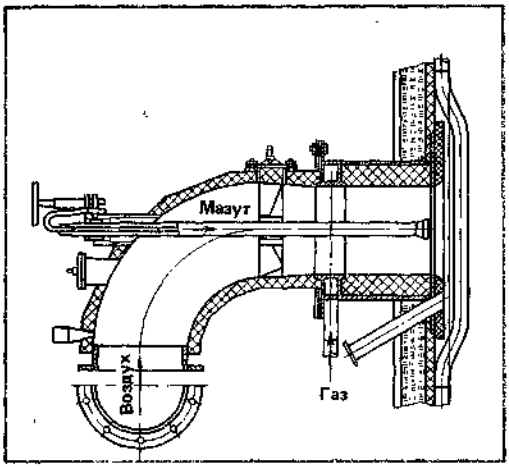


Рис. 18.2. Комбинированная газомазутная горелка с периферийной подачей газа в закрученный поток воздуха

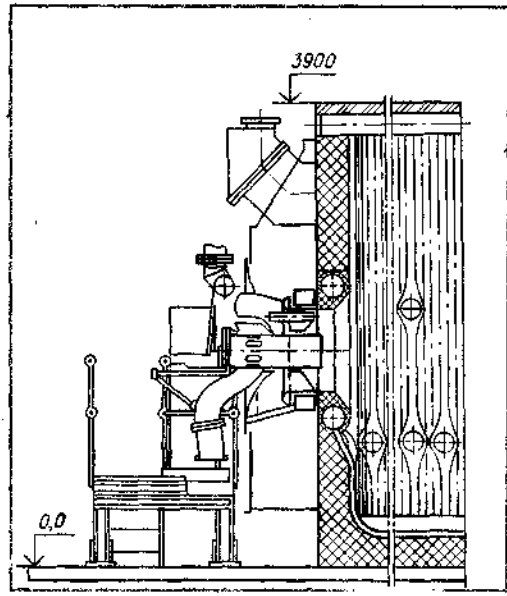


Рис. 18.3. Система отопления котлов КВ-ГМ теплопроизводительностью 11,6...34,9 МВт

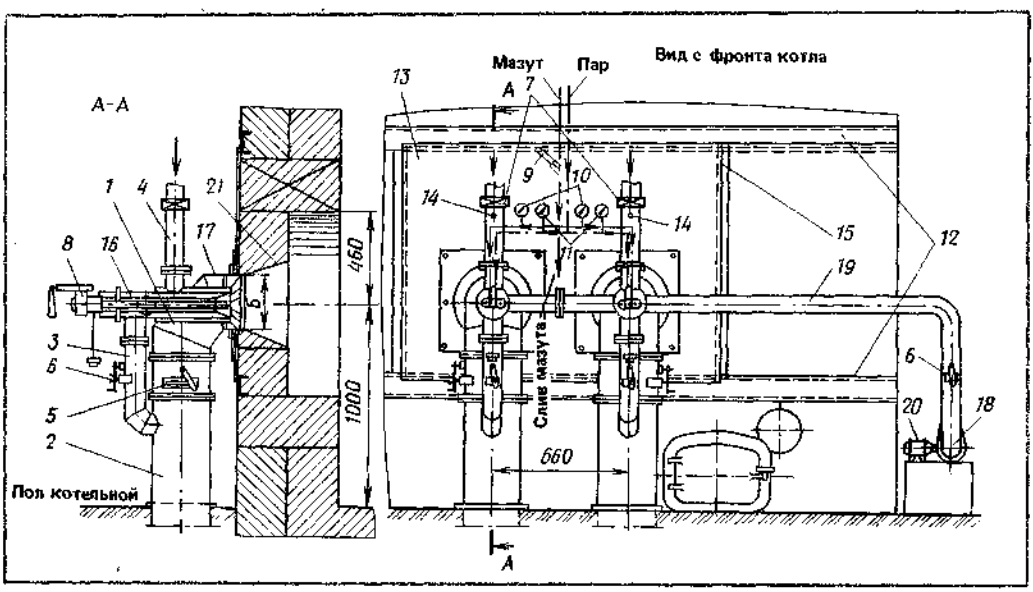


Рис. 18.4. Компоновка газомазутных горелок ГМГ-1/1,5 и горелок ГМГ-2 на фронтальной части котлов ДКВР-2, 5-13 и ДКВР-4-13

1— горелка; *2*— патрубок вторичного воздуха; *3*— труба первичного воздуха; *4*— подвод газа; *5*— шибер вторичного воздуха; *6* – шибер первичного воздуха; *7*— газовая задвижка; *8*— форсунка; *9*— термометр; *10*— манометр давления мазута; *11* — манометр давления пара; *12*— нивеллер; *13*— плита; *14*— место замера давления газа; *15*— стойка; *16*— место замера давления первичного воздуха; *17*— место замера давления вторичного воздуха; *18*— вентилятор (*11*=380 мм вод. ст.); *19*— патрубок; *20* — электродвигатель; *21*— амбразура. Для горелок: ГМГ-1/1,5 *Б*=245 мм, для ГМГ-2 *Б*=265 мм

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Паровые котлы типа ДКВР устанавливают в производственно-отопительных котельных. Для сжигания газа и мазута котлы выпускают с камерной топкой. Газомазутные горелки обычно устанавливают на фронтальной стенке котла по две штуки. На рис. 18.4 показана установка двух газомазутных горелок типа ГМГ на фронтальной части котлов ДКВР-2,5 и ДКВР-4. Из рисунка видно, что подвод первичного воздуха может быть осуществлен от короба вторичного воздуха или его можно подавать отдельным вентилятором.

18.2. Выбор и установка газогорелочных устройств на промышленных печах строительной индустрии

В основе многих технологических процессов по производству материалов и изделий лежит их тепловая обработка: плавление, обжиг, нагрев. Тепловая обработка осуществляется в промышленных печах, где под воздействием высоких температур материалы и изделия приобретают необходимые свойства. Например, в нагревательных печах стальные заготовки получают повышенную пластичность, необходимую для ковки и штамповки. Нагретые в термических печах изделия охлаждают, соблюдая определенный режим, в результате чего они получают нужные механические свойства (после отжига, нормализации, закалки или отпуска). В цементных вращающихся печах сырьевая смесь, состоящая из глины и углекислого кальция, обжигается и спекается в клинкер, из которого путем измельчения получают цемент. Таким образом, каждая промышленная печь предназначена для осуществления определенного технологического процесса. Подробно промышленные печи изучают в специальных курсах, здесь будут рассмотрены наиболее характерные случаи газооборудования и организации сжигания газа в печах, используемых в строительной индустрии.

Газ для промышленных печей является наилучшим видом топлива. При газовом отоплении можно обеспечить любой режим нагрева материала или изделия как по температурным показателям и скорости процесса, так и по составу газовой атмосферы, в которой осуществляется нагрев, это является следствием возможности регулирования процесса горения газа в широких пределах. Управление режимом работы печи легко поддается автоматизации. При использовании газа повышается экономическая эффективность установок и улучшаются санитарно-гигиенические условия в рабочих помещениях.

Технологический процесс (нагрев материала, плавление шихты, обжиг изделий и др.) осуществляется в рабочем пространстве печи. Материал располагается непосредственно на поду. У плавильных печей под имеет форму ванны, а у нагревательных и обжиговых — форму плоскости. У туннельных печей обрабатываемый материал располагается на футерованных вагонетках. Форма рабочего пространства в основном определяется назначением печи и технологией процесса. Рабочее пространство может иметь форму камеры, коридора, туннеля, шахты и др. Стенки печи выполняют из огнеупорных и теплоизоляционных материалов.

По конструктивным схемам печи делятся на: камерные, туннельные, вращающиеся барабанные, кольцевые, шахтные, ванные и с кипящим слоем. По теплоэнергетическим характеристикам печи делятся на: а) высокотемпературные ($t>1000$ °С), у которых преобладает теплопередача лучеиспусканием; б) среднетемпературные ($650<t<1000$ °С), у которых кроме лучистого теплообмена существенное значение имеет конвективный теплообмен; в) низкотемпературные ($t<650$ °С). У печей этого типа преобладает конвективный теплообмен.

Важнейшим теплотехническим процессом в промышленной печи является теплообмен между греющей средой (пламенем или раскаленными

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

топочными газами) и нагреваемым материалом или изделиями. У печей строительной промышленности продукты горения непосредственно соприкасаются с нагреваемыми изделиями, т. е. осуществляется открытый (прямой) нагрев. Характер и интенсивность теплообмена в основном определяются организацией процесса сжигания газа и движением продуктов горения в рабочем пространстве печи. Процесс сжигания газа в наибольшей степени зависит от применяемых газовых горелок, их числа и размещения, а движение продуктов горения — от динамических свойств струй и пламени, поступающих в топку, а также от формы рабочего пространства печи. Выбирать газогорелочные устройства и динамические характеристики потоков следует, чтобы обеспечить наилучшее (с технологической точки зрения) течение процесса теплообмена.

Суммарный процесс теплопередачи зависит как от теплообмена в рабочем пространстве печи, так и от распространения теплоты внутри нагреваемого тела, ибо тепловой поток, воспринимаемый телом, проникает внутрь него, обеспечивая нагрев материала или изделия с требуемой интенсивностью. Процесс нагрева тела определяется технологией и является заданием, которое должно быть выполнено организацией процесса горения газа и внешним теплообменом. Наибольшая экономическая эффективность достигается веденнем процесса нагрева с максимальной скоростью, допустимой с технологических позиций.

Камерные печи нашли широкое применение для нагрева стальных заготовок перед ковкой и штамповкой, а также для термической обработки металла и изделий. Рабочее пространство печи представляет собой камеру, в большинстве случаев имеющую форму параллелепипеда. Выбранные горелки и их расположение должны обеспечить равномерный нагрев изделий, которые кладутся на под печи. Газообразное топливо сжигается непосредственно в рабочем пространстве печи. Обычные камерные печи оборудуют эжекционными или турбулентными горелками незавершенного предварительного смешения. Если печи не оборудованы рекуператорами, то целесообразно на них устанавливать эжекционные горелки. На малых печах можно устанавливать одну горелку, а на больших — несколько. Располагать горелки на печи следует так, чтобы они создавали циркуляцию продуктов горения, обеспечивая тем самым равномерное поле температур в рабочем пространстве печи. Эжекционные горелки не требуют вентиляторного дутья, что является их существенным достоинством. Если печи оборудованы рекуператорами, то устанавливают горелки с вентиляторным дутьем. Эжекционные горелки при работе на среднем давлении газа не могут создать разрежение, достаточное для преодоления аэродинамического сопротивления рекуператоров.

В настоящее время значительное распространение получил косвенный нагрев изделий в камерных печах с помощью плоскопламенных горелок. Оптимальным расположением плоскопламенных горелок является установка их в своде печи. Холодная газовоздушная смесь, поступающая из горелки в туннель сводового камня, загорается при выходе ее из горелочного камня на поверхность свода. Под действием центробежных сил она растекается веером по поверхности кладки, образуя разомкнутый факел. При этом свод превращается в высокотемпературный излучатель. Лучистый поток свода направлен прямо на лежащие на поду изделия, обеспечивая эффективный «сводовый нагрев». Расстояние между сводом и изделиями может быть всего 450...500 мм. На рис. 18.5 показана камерная печь со сводовым нагревом заготовок с помощью плоскопламенной горелки. Такое газооборудование печи повышает общий коэффициент теплопередачи на металл, так как степень черноты свода существенно

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

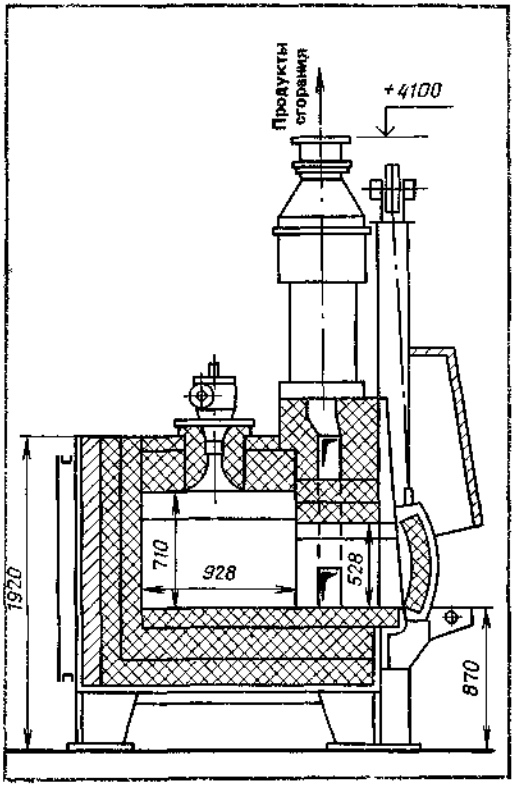


Рис. 18.5. Печь нагревательная камерная с размерами пода 1,04×0,93 м на газе со сводовой плоскопламенной горелкой

больше, чем степень черноты продуктов горения.

Высокая тепловая эффективность плоскопламенных горелок позволяет уменьшить рабочее пространство печи, сократить время нагрева заготовок, а также время разогрева и холостого хода печи, что в итоге повышает производительность печи и уменьшает расход топлива. Как показали исследования и опыт применения сводового нагрева с помощью плоскопламенных горелок, этот способ является прогрессивным, сокращает расход топлива на 25...30% и время нагрева заготовок примерно в 2 раза.

Туннельные печи широко применяют для обжига огнеупорного и строительного кирпича, облицовочных плиток и многих других огнеупорных изделий. На рис. 18.6 показана схема продольного разреза и поперечный разрез туннельной печи. Печь представляет собой длинный туннель поперечным сечением до 2×3 м, имеющий стенки и свод, выполненные из огнеупорных и теплоизоляционных материалов. Длина туннельной печи доходит до 120 м. Внутри туннеля по рельсам движутся вагонетки одна за другой. В начале печи вагонетку, загруженную сырьем, вталкивают в канал, а из конца печи выкатывается вагонетка с обожженными изделиями. Движение вагонеток обеспечивается специальным толкателем, расположенным на стороне загрузки. Платформы вагонеток футеруют огнеупорным кирпичом, и на этой футеровке располагают садку. Для герметизации рабочего канала печи на боковых стенках печи установлен желоб с песком, а на раме вагонетки — стальная полоса, которая погружается в песок и скользит в нем при движении вагонеток. Таким образом, герметизацию обеспечивает песчаный затвор. Для уплотнения стыков между вагонетками в их футеровке предусматривают выступ или впадину, которые плотно подгоняют друг к другу.

По длине печь разделена на три зоны: подогрева, обжига и охлаждения. Все эти зоны последовательно проходит каждая вагонетка, нагруженная обжигаемой садкой. Наличие трех зон обеспечивает постепенный нагрев, обжиг и охлаждение изделий. В туннельной печи обжиг изделий осуществляется непрерывно, достигаются высокое качество изделий и достаточно высокий КПД (расход топлива в 1,5...2 раза меньше, чем у периодически действующих камерных печей).

Воздух поступает в конец туннеля, движется навстречу вагонеткам через садку и охлаждает ее. Сам воздух нагревается до высокой температуры и поступает в зону обжига, где используется для горения газа. Газовые горелки, как правило, расположены только в зоне обжига. Образовавшиеся раскаленные продукты горения отдают часть своей теплоты об-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

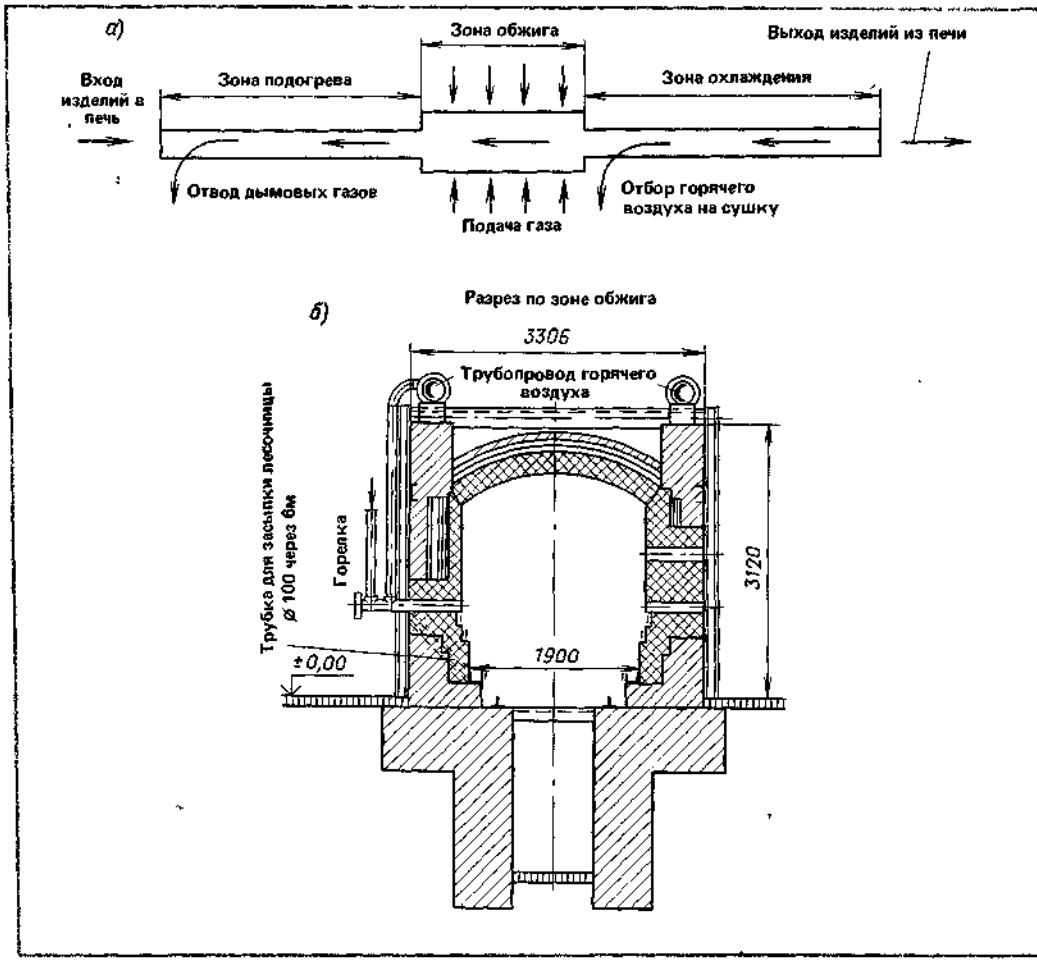


Рис. 18.6. Туннельная печь
а — принципиальная схема (схематический план), *б* — поперечный разрез (вагонетка не показана)

жигаемому материалу и поступают в зону подогрева, в которой движутся через садку к началу печи, отдавая свою теплоту для нагрева изделий. Таким образом, схема движения потоков и теплообмен организованы так, чтобы в наибольшей степени использовать теплоту сгорания газа и повысить КПД печи.

Движением газов управляют с помощью дутьевых вентиляторов, подающих воздух под давлением в требуемые места печи, и дымососов, отсасывающих дымовые газы из установленных мест печи. Вентиляторы преимущественно устанавливают в конце печи, дымососы—в начале. Для обогрева зоны обжига обычно устанавливают 2 ряда газовых горелок с двух сторон печи в ее боковых стенках. Применяют эжекционные туннельные горелки среднего давления или горелки турбулентного смешения типа ГНП. Всего устанавливают 20...40 горелок.

Основными недостатками печи являются: неравномерное поле температур, особенно по высоте рабочего канала; большие разрежения в канале, вызывающие подсосы холодного воздуха; определенная сложность регулирования аэродинамического и теплового режимов печи. Вместе с тем

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

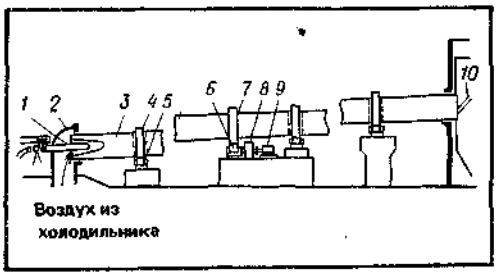


Рис. 18.7. Схема вращающейся печи для обжига клинкера
1— газовая горелка, *2*— головка печи, *3*— корпус печи, *4*— бандаж, *5*— опорный ролик, *6*— подвенцовая шестерня, *7*— венцовая шестерня, *8*— редуктор, *9*— электродвигатель, *10*— течка для подачи шлама в печь

в результате исследований, проведенных за последние примерно двадцать лет, разработаны специальные газогорелочные устройства и режимы печи, которые в значительной степени снимают отмеченные выше недостатки. Регулируют обжиг в основном за счет правильного распределения газа по горелкам; созданием динамичных пламен, обеспечивающих циркуляцию продуктов горения в канале печи; эжекцией подогретого воздуха из зоны охлаждения. В зоне охлаждения регулирование в основном осуществляется путем отбора части воздуха по длине печи, а в зоне подогрева — путем рециркуляции продуктов горения. Современные туннельные печи обеспечивают высокие технологические и экономические показатели.

Вращающиеся печи используют для обжига цементного клинкера, керамзита, извести. Печь состоит из барабана, слегка наклоненного к горизонту (под углом 4°), который имеет частоту вращения 1...2 об/мин. Корпус печи цилиндрический, сваренный из стальных листов. На рис. 18.7 показана вращающаяся цементная печь. Диаметр печи составляет 2,5...5 м, а длина — 40...185 м. Печи устанавливают на фундаменте с помощью бандажей и опорных роликов. Электродвигатель через редуктор и шестерню приводит печь во вращение. Частоту вращения регулируют изменением числа оборотов двигателя. Барабан внутри футерован огнеупорным материалом. Газовая горелка расположена в головке печи, которая закрывает горячий (нижний) ее конец. В головке имеется смотровое отверстие. Концы печи (горячий и холодный) имеют уплотнения, герметизирующие рабочее пространство печи

Сырьевой материал поступает в верхний конец печи и движется навстречу продуктам горения газа. Газовая горелка, установленная в нижнем конце печи, организует процесс горения в виде длинного факела. Современные горелки позволяют регулировать длину факела в широких пределах. Сечение печи заполняется материалом только на 8...10%. В зоне высоких температур материал нагревается излучением от пламени и газов, а также теплопроводностью от вращающейся футеровки. В холодном конце для повышения интенсивности теплопередачи навешивают цепи, в результате увеличивается скорость газов и усиливается конвективный теплообмен Продукты сгорания удаляются с помощью дымососа через дымовую трубу.

В печи для обжига цементного клинкера сырьевая масса, приготовленная в виде жидкого шлама, самотеком по наклонному желобу поступает в верхний конец печи. Шлам представляет собой измельченную смесь, состоящую из глины, известняка и мергелей, смешанную с водой. Влажность такой смеси около 40%. Время пребывания материала в печи 2,5...4 ч. Клинкер из печи поступает в холодильник, где охлаждается воздухом до 150...300 °С. Воздух, нагретый примерно до 400 °С, поступает в печь для горения газа. В процессе движения в печи шлам проходит зону подсушки и подогрева, где нагревается примерно до 600 °С. Далее протекает процесс кальцинирования материала, и он нагревается до 1000 °С. При температуре 1400...1450 °С материал спекается, образуя клинкер. Максимальная температура

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

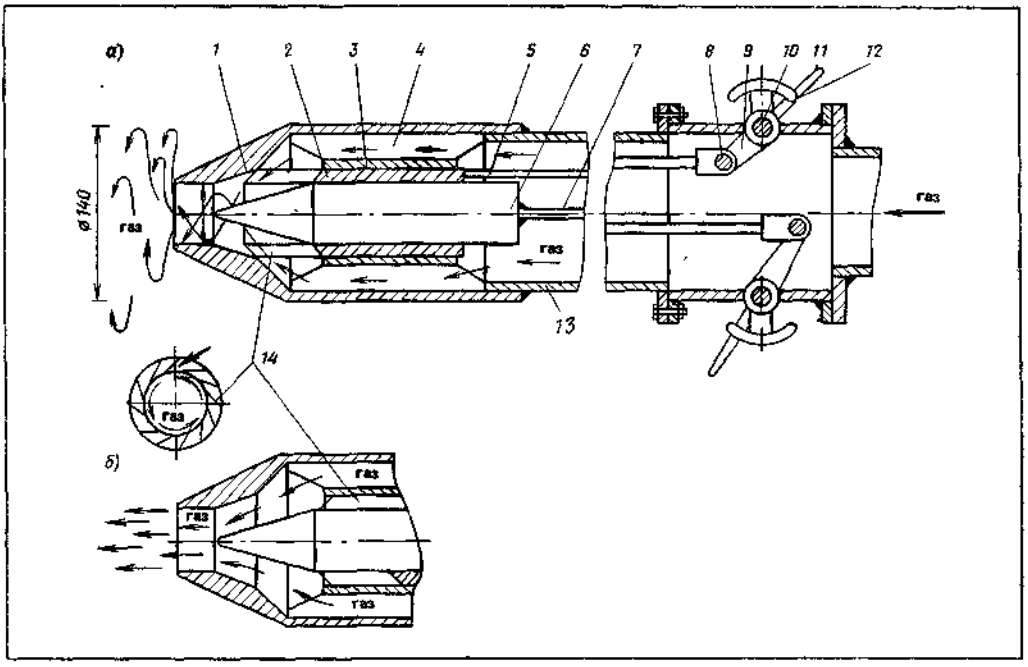


Рис. 18.8. Газовая горелка типа ГВП-1 производительностью до 5000 м³/ч
а — горелка, *б* — сопловая часть горелки, *1* — корпус горелки, *2* — завихритель, *3* — направляющая труба, *4* — центрирующие перья, *5* — тяга, *6* — дроссель, *7* — тяга, *8* — шарнир, *9* — рычаг, *10* — валик, *11* — рукоятка управления, *12* — сектор, *13* — труба, *14* — лопатки завихрителя

газов в печи должна составлять 1600...1700 °С.

Для регулирования технологического режима применяют газогорелочные устройства, позволяющие изменять длину факела, его светимость, угол раскрытия и величину максимальной температуры. Значительное распространение получили диффузионные газовые горелки с большой скоростью истечения газа и регулируемым факелом. Хорошие результаты в работе показала вихревая газовая горелка ГВП (газовая вихревая печная), разработанная ГипроНИИгазом и показанная на рис. 18.8

Горелка устроена и работает следующим образом. К корпусу *1* приварена труба *13*, длина которой выбирается в зависимости от конструкции печи. Газ из газопровода поступает в эту трубу, обтекает по внешней поверхности направляющую трубу *3*, проходит через лопатки завихрителя *2*, приобретая вращательное движение, и через сопло поступает в печь. Направляющая труба *3* центрируется перьями *4*. Завихритель *2* выполнен из тангенциально расположенных лопаток *14*. Завихритель может перемещаться вдоль оси горелки с помощью рычага *9* и рукоятки *11*. Рычаг *9* жестко связан с валиком *10*, который имеет сальниковое уплотнение. На секторе рукоятки *11* имеются надпись «завихрение» и две метки «максим.» и «ноль». При расположении рукоятки *11* на отметке «максим.» завихритель займет крайнее левое положение (см. рис. 18.8, *а*), при расположении на отметке «ноль» — крайнее правое (см. рис. 18.8, *б*). Внутри завихрителя расположен дроссель *6*, который с помощью тяги *7* может перемещаться вдоль оси горелки. Тяга имеет такое же управление, как и завихритель. При расположении рычага на отметке «максим.» дроссель занимает крайнее левое положение и проходное сечение сопла будет наименьшим.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Перемещая завихритель, управляют степенью закручивания потока газа. При крайнем левом положении завихрителя и крайнем правом положении дросселя (см. рис. 18.8, *а*) весь газ будет проходить через лопатки завихрителя, полностью закручиваясь, и газовая струя при выходе из сопла будет иметь коническую форму с наибольшим углом конуса. При такой подаче газа факел будет иметь наименьшую длину, а зона максимальных температур будет наиболее близко располагаться к горелке. При крайнем правом расположении завихрителя, (см. рис. 18.8, *б*) газ не проходит через лопатки завихрителя, не закручивается и выходит из сопла в виде прямоточной струи. Факел при этом имеет наибольшую длину, а зона максимальных температур располагается на большем расстоянии от сопла. При промежуточных положениях завихрителя длина факела и положение зоны максимальных температур будут находиться между крайними значениями. Следовательно, с помощью завихрителя можно изменять длину факела и перемещать зону максимальных температур вдоль оси печи. Еще большего изменения положения зоны наивысших температур и изменения светимости пламени можно добиться, перемещая дроссель и изменяя давление газа перед горелкой.

Горелки типа ГВП положительно зарекомендовали себя при работе на вращающихся печах и обеспечивают полное сгорание газа при коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1{,}05$. Производительность разработанных горелок типа ГВП может изменяться от 50 до 20 000 м^3/ч, а давление газа — в пределах от 0,04 до 0,3 МПа.

Тепловой баланс печи и определение расхода газа. Тепловой баланс, отражающий закон сохранения энергии, характеризует распределение теплоты в печи. Для непрерывно действующих печей тепловой баланс составляется применительно к одному часу, а для печей периодического действия — применительно к одному циклу. Приход теплоты Q состоит из следующих основных статей: химической теплоты газообразного топлива — $Q_х$; теплоты, вносимой подогретым воздухом,— $Q_в$; теплоты, вносимой подогретым газом,— $Q_г$; теплоты экзотермических реакций — $Q_{экз}$, т. е.

$$Q=Q_х+Q_в+Q_г+Q_{экз}.$$

Расход теплоты Q состоит из следующих основных статей: теплоты, пошедшей на нагрев материала (полезная теплота),—Q_1; потери теплоты с отходящими газами — Q_2; потери теплоты от химической неполноты горения — Q_3; потери теплоты в окружающую среду — Q_5; теплоты, аккумулируемой кладкой (учитывается для печей периодического действия),— Q_6, т. е.

$$Q=Q_1+Q_2+Q_3+Q_4^*+Q_5.$$

В зависимости от типа печи и технологического процесса, протекающего в ней, в тепловой баланс могут включаться дополнительные статьи прихода и расхода. Отдельные составляющие теплового баланса вычисляются следующим образом.

Статьи прихода теплоты:

1) химическая теплота газообразного топлива равна, Дж/ч:

$$Q_х=B\cdot Q_н^р,$$

где B — часовой расход газа, м^3/ч; $Q_н^р$ — теплота сгорания газообразного топлива, отнесенная к 1м^3 при нормальных условиях, Дж/м^3;

2) теплота, вносимая подогретым воздухом, Дж/ч:

$$Q_в=B\alpha V_0 c'_{pm} t_в,$$

где α — коэффициент избытка воздуха, V_0 — теоретическое количество воздуха, необходимого для горения 1 м^3 газа, м^3/м^3, c'_{pm} — средняя объемная теплоемкость воздуха при постоянном давлении, Дж/(м^3·К), $t_в$ — температура подогрева воздуха, °С;

3) теплота, вносимая подогретым газообразным топливом, Дж/ч:

$$Q_г=Bc'_{pm} t_г,$$

где c'_{pm} — средняя объемная теплоемкость газа, Дж/(м^3·К); $t_г$ — температура подогрева газа, °С;

* Q_4 — механическая неполнота горения. Для газообразного топлива $Q_4=0$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

4) теплота экзотермических реакций.

В эту статью включается теплота всех химических реакций, идущих с выделением теплоты, за исключением реакций горения топлива. Например, при нагреве металла до высоких температур (в кузнечных и прокатных печах) учитывается теплота от окисления железа. В этом случае

$$Q_{экз}=5{,}65\cdot 10^6 Ga,$$

где $5{,}65\cdot 10^6$ — теплота от окисления железа, Дж/кг; G — производительность печи, кг/ч, a — угар металла, кг/кг

Статьи расхода теплоты:

1) расход теплоты на нагрев материала, Дж/ч:

$$Q_1 = G\left(c''_м t''_м - c'_м t'_м\right),$$

где $c'_м$, $c''_м$ — средние теплоемкости материала для начальной и конечной температур, Дж/(кг·К); $t'_м$, $t''_м$ — начальная и конечная температуры нагреваемого материала, °С;

2) потери теплоты с продуктами сгорания, уходящими из рабочего пространства печи, Дж/ч:

$$Q_2=B\Sigma V c'_{pm} t_{ух},$$

где V — объем компонента уходящих газов, отнесенный к 1 м³ сжигаемого газа, м³/м³, $t_{ух}$ — температура уходящих газов из рабочего пространства печи, °С;

3) потери теплоты от химической неполноты сгорания. В расчетах эти потери можно оценивать как долю от теплоты сгорания газа, Дж/ч:

$$Q_3=(0{,}005...0{,}015)BQ^р_к.$$

Если известно содержание в отходящих газах CO и других горючих компонентов, тогда Q_3 можно подсчитать более точно;

4) потери теплоты в окружающую среду включают в себя следующие основные составляющие: потери теплоты теплопроводностью через кладку печи $Q_{5кл}$; потери теплоты излучением через открытые окна и щели $Q_{5изл}$; теплоту, уносимую выбивающимися газами через окна, щели и кладку $Q_{5выб}$; теплоту, идущую на нагрев перемещающихся частей печи и тары $Q_{5тр}$, и потери теплоты с водой, охлаждающей некоторые детали печи $Q_{5охл}$.

Потери теплоты теплопроводностью через кладку при стационарном режиме печи определяют, Дж/ч:

$$Q_{5кл}=\frac{t_{кл}+t_в}{\Sigma\frac{s}{\lambda}+\frac{1}{\alpha_н}}F_{кл},$$

где $t_{кл}$ — средняя температура внутренней поверхности кладки, °С; $t_в$ — температура окружающего воздуха, °С; $\Sigma\frac{s}{\lambda}$ — сумма термических сопротивлений слоев кладки, К·м²××ч/Дж, s — толщина слоя, м; λ — коэффициент теплопроводности слоя, Дж/(м·ч·К); $\alpha_н$ — коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности к окружающему воздуху, Дж/(м²·ч·К) Этот коэффициент обычно равен: $\alpha_н=63..67$ кДж/(м²·ч·К), поэтому в расчетах можно принимать $1/\alpha_н=0{,}014$ К·м²·ч/кДж; $F_{кл}$ — расчетная поверхность кладки, м².

Для больших печей за расчетную поверхность принимается наружная поверхность, а для печей небольших размеров или имеющих изогнутую поверхность расчетную поверхность определяют по геометрическому усреднению

$$F_{кл}=\sqrt{F_{нар}F_{вн}},$$

где $F_{нар}$ и $F_{вн}$ — наружная и внутренняя поверхности кладки

Сложность расчета потерь теплоты в основном состоит в том, что коэффициенты теплопроводности кладки зависят от температуры, поэтому сначала нужно ориентировочно задаться средними температурами слоев кладки, а затем их проверить. Если ошибка в принятых температурах составит менее 20%, тогда пересчет производить не следует. Полученные по расчету потери следует увеличить на 15...20%, учитывая дополнительные потери теплоты через под печи, расположенный непосредственно на фундаменте, через гарнитуру, каркас и т. д.

Потери теплоты излучением через открытые окна и щели определяют по формуле, Дж/ч:

$$Q_{5изл}=20{,}5\cdot 10^3(T_{печ}/100)^4 F\Phi\psi,$$

где $T_{печ}$ — температура печи, К; F — площадь открытого окна или щели, м², ψ — доля времени, в течение которого окно открыто, Φ — коэффициент диафрагмирования

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

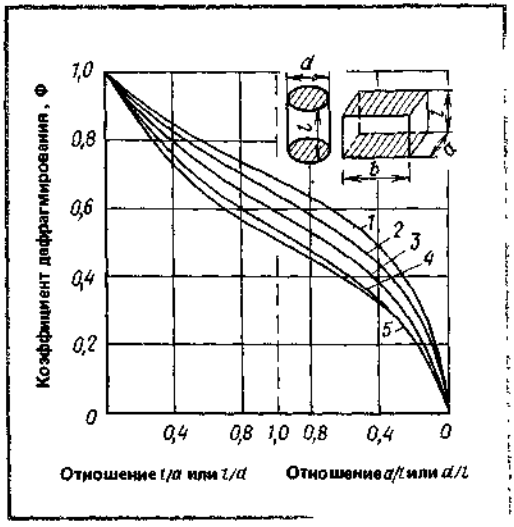


Рис. 18.9. Изменение коэффициента диафрагмирования в зависимости от толщины кладки и размера окна или щели

Коэффициент диафрагмирования Φ определяют по рис. 18.9 в зависимости от толщины кладки и размера окна или щели. На рис. 18.9 приняты следующие обозначения: d — диаметр круглого отверстия; $a \times b$ — размеры прямоугольного окна; l — толщина обмуровки. Если окно закрывается металлической дверкой без футеровки, тогда дверка играет роль экрана и потери теплоты излучением через дверку будут меньше. В этом случае вместо величины Φ можно подставлять $\Phi/(1+\Phi)$. Если дверка имеет щиток (экран), тогда потери теплоты излучением через нее будут примерно в 2 раза меньше, чем через дверку без щитка. Теплоту, уносимую выбивающимися газами через окна, щели и кладку, учесть весьма затруднительно из-за переменного давления в рабочем пространстве печи. Поэтому обычно ее относят к неучтенным потерям.

Теплоту, идущую на нагрев перемещающихся частей печи и тары, определяют по формуле, Дж/ч:

$$Q_{5тр} = G_{тр} c_{тр} t_{тр},$$

где $G_{тр}$ — масса тары (вагонеток, поддонов, ящиков и т. д.), кг/ч; $c_{тр}$ — средняя теплоемкость тары, Дж/(кг·К); $t_{тр}$ — температура, до которой нагревается тара, °С.

Потери теплоты с водой, охлаждающей некоторые детали печи, определяют по формуле, Дж/ч:

$$Q_{5охл} = Dc(t'' - t'),$$

где D — расход охлаждающей воды, кг/ч; c — теплоемкость воды, Дж/(кг·К); t' и t'' — начальная и конечная температуры воды, °С. Обычно $t' = 20...30$ °С, $t'' = 50...60$ °С.

Теплота, аккумулированная кладкой, Дж:

$$Q_6 = V_{кл} \rho_{кл} c_{кл} t_{кл},$$

где $V_{кл}$ — объем кладки, м³; $\rho_{кл}$ — плотность кладки, кг/м³; $c_{кл}$ — теплоемкость кладки, Дж/(кг·К); $t_{кл}$ — средняя температура стен кладки, находится на основании расчета нагрева стен, °С.

Приравнивая статьи прихода и расхода теплоты, можно определить расход газа:

$$B = \frac{G(c''_м t''_м - c'_м t'_м) + Q_{5кл} + Q^6_{изл} + \ldots}{Q^р_н + \alpha V_0 c'_{рт} t_в + c'_{рт} t_т - \Sigma V c'_{рт} t_{ух} - \ldots}$$

$$\ldots \frac{+ Q_{5тр} + Q_{5охл} + Q_6 - 5{,}65 \cdot 10^6 \cdot G_a}{- (0{,}005...0{,}015) Q^р_н} \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Учитывая недостаточную точность расчета отдельных составляющих баланса теплоты, полученное значение расхода топлива следует увеличить на 10...15%.

18.3. Схемы обвязочных газопроводов на котлах и в печах

Принципиальные схемы обвязочных газопроводов должны быть построены таким образом, чтобы была обеспечена безопасная эксплуатация агрегата. В зависимости от типа горелок, запорной арматуры, давления газа и производительности агрегата выбирают необходимое число последовательно устанавливаемых отключающих устройств, предотвращающих утечку газа в топку неработающего агрегата; прокладывают трубопроводы безопасности; предусматривают автоматические клапаны блокировки газа и воздуха; устанавливают специальные штуцера с пробками, позволяющие периодически производить

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

проверку герметичности запорной арматуры. Продувочные линии проектируют так, чтобы непродуваемые участки газопровода имели минимальную протяженность.

Схема газопроводов усложняется в следующих случаях: при использовании газа среднего давления, при применении в качестве отключающих устройств задвижек, которые менее герметичны, чем краны, при агрегатах большой производительности и больших размеров. Если используют горелки турбулентного смешения с вентиляторным дутьем, то на газопроводах устанавливают клапаны блокировки газа и воздуха, автоматически прекращающие подачу газа к горелкам при падении давления в воздуховоде.

Наиболее простую схему газопроводов применяют для агрегатов, оборудованных эжекционными горелками низкого давления и отключающими устройствами-кранами (рис. 18.10). По этой схеме перед каждой горелкой устанавливают рабочий кран *1*, а на ответвлении газопровода к агрегату — главный кран *2*, который одновременно является контрольным краном. Главный кран отключает полностью агрегат, а рабочий — регулирует производительность горелок и выключает отдельные горелки. Продувку цехового газопровода осуществляют через кран *5* при закрытых кранах *1*, *2* и *10*. Ответвление к агрегату продувают после цехового газопровода через кран *10*, при этом краны *1* и *5* закрыты. Окончание продувки определяют анализом пробы газа, забираемого через запальник *11*.

Для предотвращения утечек газа через запорную арматуру в топки неработающих агрегатов кран *10* находится в открытом положении, пропуская утечки через закрытый кран *2* в атмосферу по объединенному продувочному трубопроводу *8*. Проверить герметичность кранов можно, наблюдая за изменением давления по манометру *6* при поочередном закрывании кранов. Проверка герметичности кранов *1* и *2* с помощью манометра производится следующим образом. При закрытых кранах *1* и *2* открывается кран *10* и коллектор *9* сообщается с атмосферой. После установления в коллекторе атмосферного давления кран *10* закрывается. Если давление в коллекторе, контролируемое манометром *6*, быстро повышается, то это говорит о том, что кран *2* негерметичен. Для проверки кранов *1* коллектор *9* ставят под максимальное давление, для чего открывают кран *2*, затем закрывают его. Если давление в коллекторе быстро падает, то это значит, что краны *1* пропускают газ.

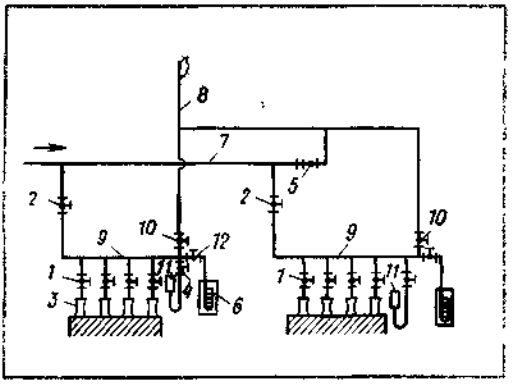


Рис. 18.10. Схема газопроводов на агрегатах, оборудованных эжекционными горелками низкого давления и отключающими устройствами-кранами
1 — рабочий кран; *2* — главный (контрольный) кран; *3* — эжекционная горелка; *4* — кран на штуцере к запальнику; *5*, *10* — краны на продувочном трубопроводе; *6* — манометр; *7* — цеховой газопровод; *8* — объединенный продувочный трубопровод; *9* — коллектор (ответвление) к агрегату; *11* — запальник; *12* — кран перед манометром

Рассмотренная схема достаточно надежна и безопасна и может быть использована при газоснабжении отопительных котельных, коммунальных и небольших промышленных предприятий. Для газоснабжения предприятий с малыми расходами (например, предприятий общественного питания) схему можно упростить, исключив продувочный трубопровод. В этом случае продувку производят через резиновый шланг, присоединяемый к штуцеру дальнего агрегата.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

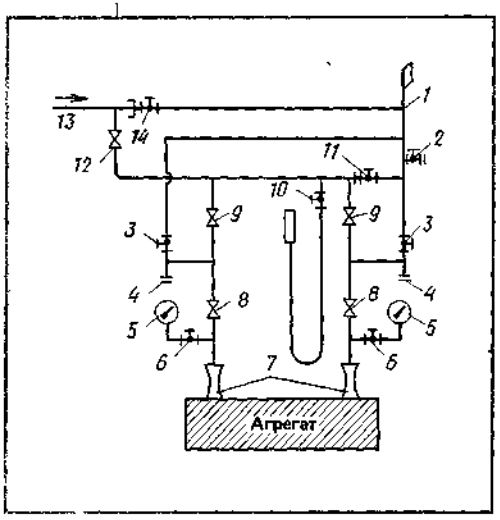


Рис. 18.11. Схема газопроводов на агрегатах, оборудованных эжекционными горелками среднего давления и отключающими устройствами-задвижками
1— объединенные продувочный трубопровод и трубопровод безопасности, *2*— кран с пробкой для взятия пробы при продувке газопровода, *3*— кран на трубопроводе безопасности, *4*— штуцер с пробкой, *5*— показывающий манометр, *6*— кран на штуцере к манометру, *7*— газовая эжекционная горелка среднего давления, *8*— рабочее отключающее устройство, *9*— контрольно-отключающее устроиство, *10*— кран на штуцере к запальнику, *11*, *14*— краны на продувочных трубопроводах, *12*— главное отключающее устройство, *13*— цеховон газопровод

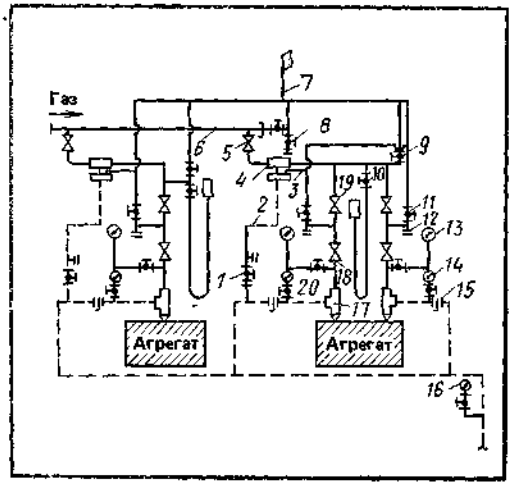


Рис. 18.12. Схема газопровода на агрегатах, оборудованных дутьевыми горелками низкого и среднего давления и отключающими устройствами-задвижками
1— кран, *2*— импульсный трубопровод, *3*— сбросной трубопровод, *4*— клапан блокировки газа и воздуха, *5*— главная задвижка, *6*— цеховой газопровод, *7*— объединенный трубопровод безопасности и продувочный трубопровод, *8*— кран с пробкой для взятия пробы при продувке цехового газопровода, *9*— кран на продувном трубопроводе, *10*— кран на штуцере к запальнику, *11*— кран на трубопроводе безопасности, *12*— штуцер с пробкой, *13*— показывающий манометр на газопроводе, *14*— показывающий манометр на воздуховоде, *15*— заслонка на воздуховоде, *16* —показывающий манометр на воздуховоде после вентилятора, *17*— дутьевая горелка, *18*— рабочая задвижка, *19*— контрольная задвижка, *20*— кран на штуцере к манометру

Схема газопроводов на агрегате, оборудованном эжекционными горелками среднего давления и отключающими устройствами-задвижками, показана на рис. 18.11. Для надежности отключения агрегата установлены последовательно три задвижки: главная — для отключения всего агрегата, контрольная — для отключения горелки и рабочая — для регулировки произвольности горелки и ее отключения. Схема предусматривает трубопровод безопасности, который обеспечивает сброс утечек газа через закрытые отключающие устройства (задвижки) *12* и *9* в атмосферу через кран *3*, который открыт при неработающем агрегате. Следовательно, при закрытых задвижках *8*, *9* и *12* газ не может попасть в топку агрегата, даже если его пропускают задвижки *12* и *9*. Продувочный трубопровод объединяют с трубопроводом безопасности. Для периодической проверки герметичности задвижек имеется штуцер *4* с пробкой, к которому присоединяют переносной манометр. В случае применения кранов вместо задвижек эта схема может быть упрощена установкой одного контрольного крана на группу горелок как можно ближе к первой горелке по ходу газа.

Принципиальные схемы газопроводов на агрегатах, оборудованных дутьевыми смесительными горелками (рис. 18.12), отличаются тем, что на газопроводе между главными контрольными отключающими устройствами устанавливают для каждого агре-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

гата отдельно клапан блокировки газа и воздуха *4*. Поэтому при выходе клапана из строя опасности загазованности будет подвергаться только один агрегат. Для возможности зажигания горелок импульсный трубопровод *2* от клапана присоединяют к воздуховоду до шибера. На импульсной линии устанавливают кран *1* и штуцер с пробкой для сброса давления воздуха. Это позволяет проверять герметичность отключения газа клапаном блокировки.

Схему газопроводов на агрегатах, оборудованных горелками низкого или среднего давления и задвижками в качестве отключающих устройств, при использовании кранов можно упростить, заменив контрольные краны одним краном на весь агрегат. При малых расходах газа, применении кранов и горелок низкого давления схема упрощается аналогично схеме, показанной на рис. 18.10.

18.4. Основные задачи автоматизации газоиспользующих установок

Автоматическое регулирование процесса горения значительно повышает экономичность газоиспользующих установок. Применение автоматики обеспечивает безопасность использования газа, улучшает условия труда обслуживающего персонала и способствует повышению его технического уровня. Комплексная автоматика состоит из следующих основных систем: автоматики регулирования, автоматики безопасности, аварийной сигнализации и теплотехнического контроля.

Автоматика регулирования коммунально-бытовых газовых приборов котлов и промышленных печей предназначена для управления процессом горения газа таким образом, чтобы газоиспользующая установка работала на заданном технологическом режиме при соблюдении оптимальных показателей горения газа. Так, у отопительных водогрейных котлов автоматически изменяется температура горячей воды в соответствии с изменением температуры наружного воздуха; у паровых котлов поддерживается постоянным давление пара; у промышленных печей контролируется температура в рабочем объеме печи и т. д.

Автоматика безопасности обеспечивает безаварийную работу агрегата, немедленно прекращая подачу газа к горелкам при различного рода нарушениях работы газоиспользующей установки. Контролируются следующие параметры:

1) давление газа перед горелками. При повышении или понижении давления газа перед горелками на 20...25% против установленного максимального и минимального значения подача должна прекратиться;

2) горение факела в топке. При погасании пламени в топочном пространстве должна немедленно прекращаться подача газа;

3) давление воздуха. При падении давления газ отключается;

4) разрежение в топке. При понижении разрежения в топках котлов до 3...5 Па подача газа должна прекращаться;

5) температура воды или давление пара в котле. Если величины этих параметрв превышают максимально допустимые, то это должно приводить к прекращению подачи газа;

6) уровень воды в котле. При нарушении допустимых значений уровня газ отключается.

Автоматика должна обладать самоконтролем, т. е. при прекращении подачи энергии, приводящей в действие приборы автоматики, или при нарушении работы какого-либо элемента автоматики должна прекращаться подача газа к горелкам. Кроме указанных параметрв должна контролироваться загазованность помещений, где находятся газоиспользующие агрегаты.

При аварийном отключении агрегата подаются световой и звуковой сигналы. Для ведения правильного и экономичного технологического про-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

цесса, учета и анализа работы оборудования агрегаты оснащены приборами теплотехнического контроля. В зависимости от конкретных условий газоиспользующий агрегат может быть автоматизирован полностью или частично. В последнем случае автоматизируются лишь отдельные его элементы.

18.5. Эксплуатация газоиспользующих агрегатов. Техника безопасности

При пуске газоиспользующего агрегата производят наладку газогорелочных устройств и автоматики. В объем наладочных работ входит продувка газопроводов, а при первичном пуске — еще и сушка агрегата. Первичный пуск котлов, печей и других установок, работающих на газе, производят после испытаний газопроводов и оборудования. При этом должен быть пусковой акт, выданный технической инспекцией, а также соответственно подготовлен обслуживающий персонал. Перед пуском проверяют соответствие производственного помещения или котельной техническим условиям, качество выполнения монтажных работ и соответствие их проекту. Первым этапом работы являются пуск местной газорегуляторной установки и продувка газопроводов до горелок. В процессе пуска ГРУ настраивают регулятор и предохранительные клапаны. При работе горелок на низком давлении минимальное давление для настройки предохранительного клапана принимают равным 200 Па, а максимальное — 3...5 кПа. После окончания продувки газопроводов и проверки герметичности соединений приступают к розжигу газовых горелок.

При наладке автоматики котла или другой установки проверяют качество работы отдельных приборов и элементов, устраняют возможные неисправности и добиваются работы автоматики с требуемыми показателями. Сначала налаживают автоматику безопасности, а затем автоматику регулирования. Наладку газовых горелок производят для выявления оптимального режима, при котором горелки обеспечивают номинальную производительность агрегата с лучшими теплотехническими показателями. При наладке добиваются работы горелок с оптимальными избытками воздуха и минимальной химической неполнотой сгорания. Регулируют горелки в целях обеспечения устойчивого сжигания газа в требуемом диапазоне производительности агрегата. Результаты наладки, рекомендуемые режимы и полученные теплотехнические показатели агрегата фиксируют в специальном акте. Для обеспечения работы газоиспользующих агрегатов с высокими показателями в процессе эксплуатации за ними ведут непрерывный контроль. Расход газа, количество вырабатываемой теплоты и основные теплотехнические параметры измеряют приборами. Результаты измерений и наблюдений за работой горелок, автоматики, котлов и печей записывают в журнал.

Во избежание пожаров, взрывов и отравлений при работе на газовом топливе следует соблюдать правила техники безопасности. Прежде всего необходимо предупреждать образование взрывоопасных смесей в помещениях, газоходах и дымовых каналах. Для этого систематически контролируют: плотность газопроводов, арматуры и газовой аппаратуры; состояние дымоходов и вентиляционных установок; исправность всех запорных и предохранительных устройств. В целях безопасности устанавливают необходимые площади застеклений и открытых проемов, устраивают взрывные клапаны и легкосбрасываемые перекрытия. Работу горелок поддерживают на таких режимах, при которых исключается возможность обратного удара пламени. Для максимальной безопасности при использовании газа следует широко применять автоматику и допускать к эксплуатации газоиспользующих агрегатов только опытный и обученный персонал.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Глава 19
Газоснабжение зданий

19.1. Устройство внутридомовых газопроводов

В жилые, общественные и коммунальные здания газ поступает по газопроводам от городской распределительной сети. Эти газопроводы состоят из абонентских ответвлений, подводящих газ к зданию, и внутридомовых газопроводов, которые транспортируют газ внутри здания и распределяют его между отдельными газовыми приборами. Во внутренних газовых сетях жилых, общественных и коммунальных зданий можно транспортировать только газ низкого давления.

Газопровод вводят в жилые и общественные здания через нежилые помещения, доступные для осмотра труб. Вводы газопроводов в общественные и коммунально-бытовые здания осуществляют в коридоры или непосредственно в помещения, в которых установлены газовые приборы. Можно устраивать вводы в технические коридоры и подполья только при подводке к указанным зданиям наружных газопроводов низкого давления во внутриквартальных коллекторах. Вводы газопроводов влажного газа следует укладывать с уклоном в сторону распределительного газопровода.

На вводе газопровода в здания устанавливают отключающее устройство, которое монтируют снаружи здания. Место установки должно быть доступно для обслуживания и быстрого отключения газопровода. Внутри здания отключающие устройства размещают в лестничных клетках, тамбурах и коридорах. Разводящие газопроводы прокладывают по верху стен первого этажа.

Газовые стояки прокладывают в кухнях, лестничных клетках или коридорах. Нельзя прокладывать стояки в жилых помещениях, ванных комнатах и санитарных узлах. На стояках и разводящих газопроводах устанавливать пробки запрещается. Если от одного ввода в жилое здание газ подают к нескольким стоякам, то на каждом из них устанавливают *кран* или *задвижку*. В одно — пятиэтажных зданиях отключающие устройства на стояках не устанавливают. Транзитные газопроводы прокладывать через жилые помещения нельзя. Перед каждым газовым прибором устанавливают краны. На газопроводах после кранов по ходу газа предусматривают сгоны. При наличии газового счетчика кран устанавливают также и перед ним. Газопроводы внутри здания выполняют из стальных труб. Трубы соединяют сваркой. Резьбовые и фланцевые соединения допускают только в местах установки отключающих устройств, арматуры и приборов.

Газопроводы в зданиях прокладываются открыто. При соответствующем обосновании допускают скрытую прокладку в бороздах стен, которые закрывают щитами с отверстиями для вентиляции. В помещениях котельных, предприятий коммунально-бытового обслуживания и общественного питания, а также в лабораториях подводящие газопроводы к отдельным агрегатам и газовым приборам можно прокладывать в штробе бетонного пола с заливкой цементом. В этом случае трубы должны иметь противокоррозионную изоляцию. На участке газопровода, заделанном в пол, не должно быть запорных устройств и резьбовых соединений. Газопроводы для осушенного газа прокладывают без уклона, а для влажного газа — с уклоном не менее 0,003. При наличии газового счетчика уклон имеет направление от счетчика к стояку и газовым приборам.

Газопроводы, пересекающие фундаменты, перекрытия, лестничные пло-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

щадки, стены и перегородки, следует заключать в стальные футляры. В пределах футляра газопровод не должен иметь стыковых соединений, а пространство между ним и футляром должно быть заделано просмоленной паклей и залито битумом. Конец футляра выводят над полом на 3 см.

В жилых зданиях газопроводы крепят к стенкам с помощью крюков. При диаметре трубы более 40 мм крепление выполняют с помощью кронштейнов. Расстояние между опорами принимают не более: 2,5 м (при ∅ трубы 15 мм), 3,5 м (при ∅ 25 мм) и 5 м (при ∅ 50 мм). Зазор между трубой и стеной принимают 1,5—2 см. Трубы в технических коридорах укладывают на бетонные или кирпичные столбы на расстоянии от пола не менее 0,3 м. Расстояние между открыто проложенным электропроводом и стенкой газопровода должно быть не менее 10 см. Газопроводы, пересекающиеся с электропроводом, заключают в резиновую или эбонитовую трубку.

19.2. Расчет внутридомовых газопроводов

Расчет внутридомовых газопроводов производят после выбора и размещения оборудования и составления схемы газопроводов. Расчетный перепад давления газа увязывают с перепадом давления в распределительной сети. Суммарный расчетный перепад, включающий потери в распределительных газопроводах, абонентских ответвлениях и внутридомовых газопроводах, целесообразно принимать величиной $0{,}7p_0$ (p_0 — номинальное давление газа перед приборами). Расчетные расходы принимают с учетом неравномерности потребления газа.

Расчет газопровода для трехсекционного пятиэтажного жилого дома (рис. 19.1), **снабжаемого природным газом.** В доме имеются 10 однокомнатных, 45 двухкомнатных и 5 трехкомнатных квартир. Одно- и двухкомнатные квартиры оборудованы совмещенным санитарным узлом, а трехкомнатные — раздельным санитарным узлом. Объем кухонь у однокомнатных квартир 13 м^3, а у двухкомнатных и трехкомнатных — 15 м^3. В кухнях однокомнатных и двухкомнатных квартир установлены двухконфорочные плиты с духовым шкафом и проточные водонагреватели, в кухнях трехкомнатных квартир — четырехконфорочные плиты с духовыми шкафами и водонагреватели.

Газопроводы жилого дома присоединяют к внутриквартальным газопроводам низкого давления на расстоянии 6 м от здания. В каждой лестничной клетке прокладывают цокольный ввод и на каждом вводе снаружи здания устанавливают пробочный кран. Стояки прокладывают по кухням. На каждом ответвлении к стояку на первом этаже устанавливают отключающие краны. Краны ставят также перед каждым газовым прибором. Газопроводы прокладывают без уклона. Расчетная схема газопроводов показана на рис. 19.2.

Продукты сгорания от водонагревателей отводят по индивидуальным каналам, которые расположены в капитальных внутренних стенах. В этих стенах предусмотрены вентиляционные каналы кухонь и санузлов (см. рис. 19.1, б). Теплота сгорания газа $Q_н^c = 36\,000$ кДж/м^3. Расчетный перепад давлений принимают равным 500 Па. Расчетные расходы определяют по методике, разработанной в МИСИ имени В. В. Куйбышева. Находят потери давления в газопроводах по графикам. Рассчитывают газопроводы, соединяющие распределительную сеть с дальним газовым прибором, т. е. водонагревателем в квартире на 5-м этаже, присоединенным к стояку *12*. Все расчеты сводят в табл. 19.1. Расчет выполняют в такой последовательности:

1) определяют расчетные расходы для всех участков;

2) задают диаметры участков;

3) определяют сумму коэффициентов местных сопротивлений (для каж-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

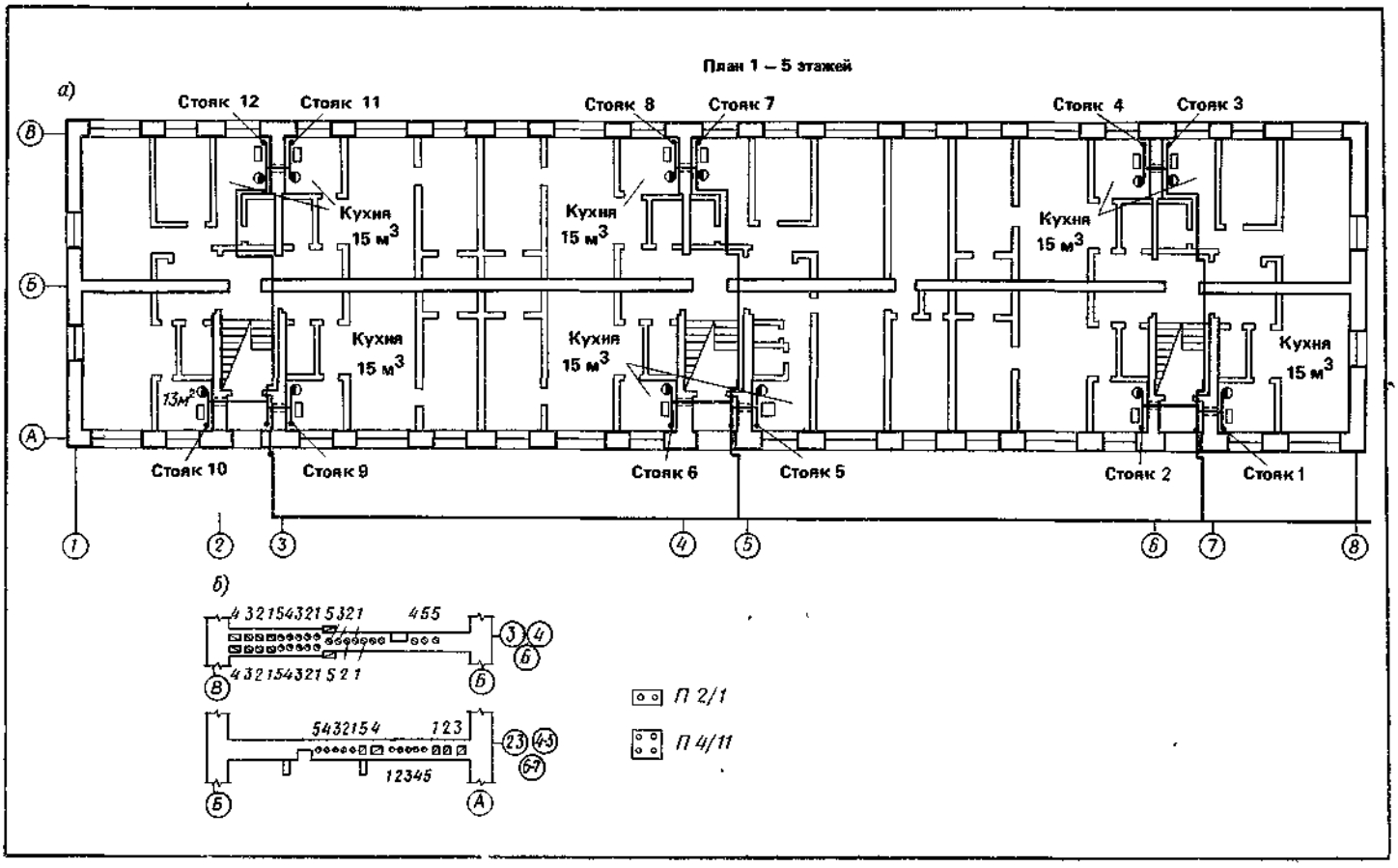


Рис. 19.1. Схема газоснабжения пятиэтажного жилого дома
а — расположение газопроводов в плане, *б* — развертка каналов по осям стен

Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

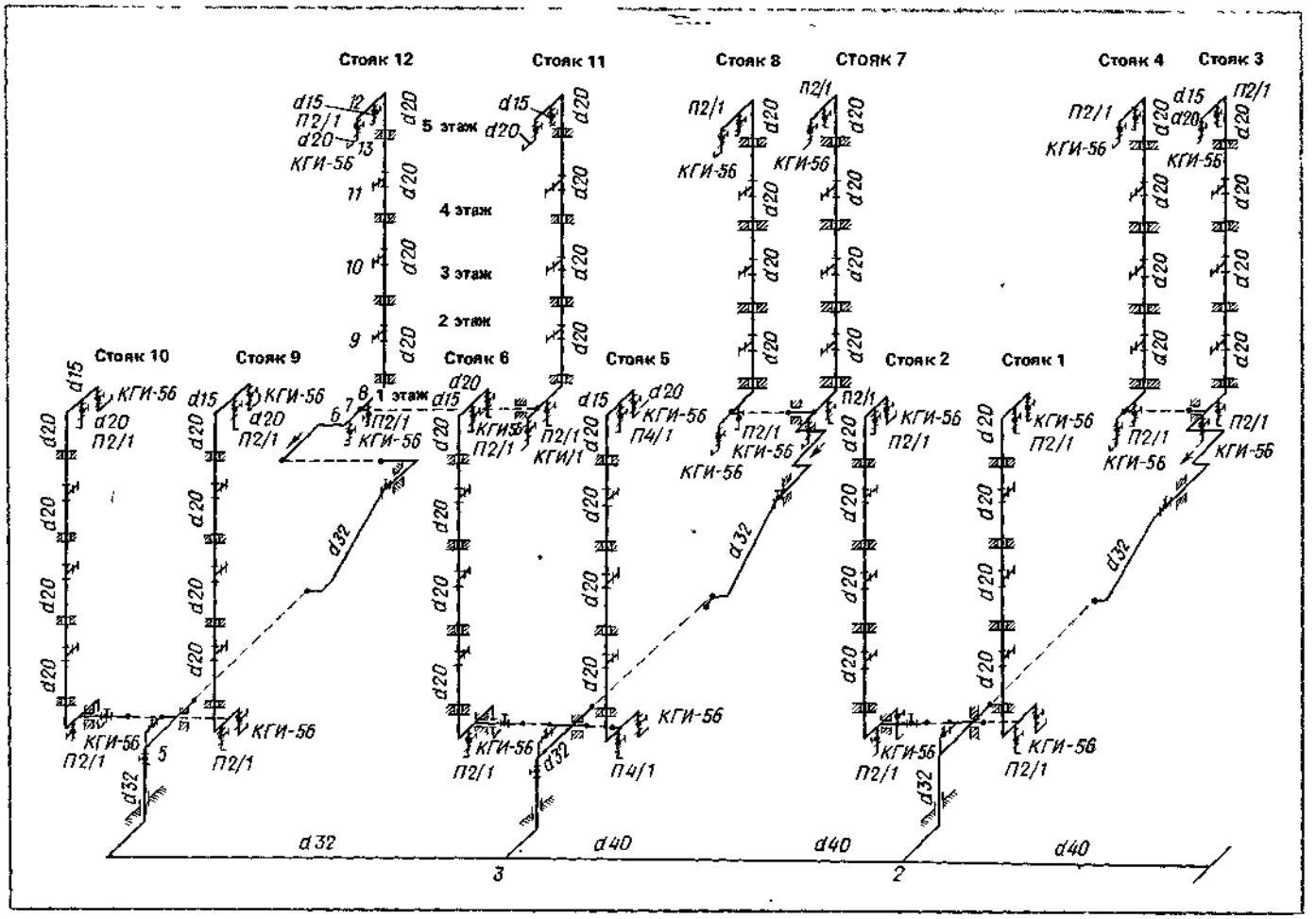


Рис. 19.2. Расчетная схема газопроводов

Электронная библиотека http://lgx.kbstu.ru/

Таблица 19.1. **Результаты гидравлического расчета внутридомового газопровода (см. рис. 19.3)**

№ участка	Расчетный расход газа, м³/ч	Диаметр условного прохода газопровода, мм	Длина участка, м	Сумма коэффициентов местных сопротивлений	Эквивалентная длина при ζ=1, м	Эквивалентная длина местных сопротивлений, м	Расчетная длина участка, м	Удельные потери, Па на 1 м	Потери давления на участке, Па	Разность геометрических отметок участка, м	Гидростатическое давление, Па	Потери давления с учетом гидростатического давления, Па	Местные сопротивления участка и значение их коэффициентов
13—12—11	3,04	20	5,3	7	0,505	3,54	8,84	4,0	35,36	2,05	10,25	25,1	Один угольник: ζ=2,1; отвод 90°; ζ=0,3, пробочный кран ζ=2; отвод 90°, ζ=0,3; тройник проходной, ζ=1, отвод 90°, ζ=0,3; тройник проходной, ζ=1, Σζ=7
11—10	3,62	20	2,75	1	0,505	0,5	3,25	6,0	19,5	2,75	13,75	5,6	Тройник проходной, ζ=1
10—9	3,86	20	2,75	1	0,505	0,5	3,25	7,0	22,8	2,75	13,75	9,1	Тройник проходной, ζ=1
9—8	4,53	20	3,2	1,3	0,505	0,66	3,86	9,5	36,7	3,2	11	25,7	Тройник проходной, ζ=1, отвод 90°, ζ=0,3, Σζ=1,3
8—7	5,44	20	0,3	1	0,505	0,5	0,8	13,0	10,4	—	—	10,4	Тройник проходной, ζ=1
7(6)—5	8,82	32	13,6	5,8	0,95	5,5	19,1	2,4	45,8	1,4	7	38,8	Тройник проходной; ζ=1; пробочный кран ζ=2; шесть отводов 90°; ζ=0,3×6=1,8 Тройник поворотный ζ=1, Σζ=5,8
5—3	14,79	32	21,2	3,6	1,0	3,6	24,8	6	148,8	3,3	16	132,8	Пробочный кран ζ=2, тройник проходной ζ=1; два отвода 90°; ζ=0,3×2=0,6, Σζ=3,6
3—2	27,38	50	16	1	1,6	1,6	17,6	2,8	49,3	—	—	49,3	Тройник проходной, ζ=1
2—1	36,49	50	12	1,5	1,7	2,6	14,6	5,5	80,3	—	—	80,3	Тройник проходной, ζ=1

Итого потери во внутридомовых газопроводах 377,1
Потеря давления в трубах и арматуре водонагревателя 90
Суммарные потери 467,1

Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

дого участка значения коэффициентов ζ выбирают по табл. 6.1);

4) по графикам (см. рис. 6.4 и 6.6) находят удельные потери на трение и эквивалентные длины коэффициента $\zeta = 1$;

5) определяют расчетные длины участков и потери давления на них;

6) рассчитывают дополнительное избыточное давление по формуле

$$p = gH(1{,}29 - \rho_{газа}),$$

где H — разность геометрических отметок конца и начала участка, считая по ходу газа, м;

7) определяют потери давления на участках с учетом дополнительного давления;

8) определяют суммарные потери в газопроводах с учетом потерь в трубах и арматуре прибора (до газовых горелок). Примерные значения потерь давления в трубах и арматуре газовых приборов составляют: в плитах — 40...60 Па, в водонагревателях — 80...100 Па;

9) полученные суммарные потери сравнивают с расчетным перепадом давления. Производят пересчет (если это необходимо).

Пример. Определить расчетные расходы (см. рис. 19.2). Участок *13—12—11*: стояк, подводящий газ к одной двухкомнатной квартире (условно считаем расход газа на участке *13—12* таким же, как и на участке *12—11*), расчетный расход находим по формуле (5.13):

$$Q_р = \sum_1^n K_{ч\,г}^{макс} \frac{Q_{год\ кв}}{8760} N =$$

$$= 39{,}978 \frac{8\,000\,000 \cdot 3}{36\,000 \cdot 8760} =$$

$$= 39{,}978 \cdot 0{,}076 = 8{,}04 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где $K_{ч\,г}^{макс}$ — коэффициент неравномерности потребления (выбираем по табл. 5.11); $Q_{год\ кв}$ — годовой расход газа на квартиру (берем по табл. 5.11), считая населенность однокомнатной квартиры 2 чел., двухкомнатной — 3 чел., трехкомнатной — 5 чел.); N — число квартир.

Участок *11—10*: к нему присоединены 2 двухкомнатные квартиры. Расчетный расход определяем по формуле (5.13):

$$Q_р = 23{,}809 \cdot 0{,}076 \cdot 2 = 3{,}62 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Участки *10—9*, *9—8* и *8—7* рассчитаем аналогично; расчетные расходы для них равны: 3,86; 4,53; 5,44 м^3/ч.

Участки *7(6)—5*: к ним присоединены 10 двухкомнатных квартир (на участке *7—6* условно считаем расход такой же, как и на участке *6—5*). Расчетный расход равен:

$$Q_р = 11{,}608 \cdot 0{,}076 \cdot 10 = 8{,}82 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Участок *5—3*. К нему присоединены 15 двухкомнатных квартир и 5 однокомнатных. Расчетный расход равен:

$$Q_р = 10{,}03 \cdot 0{,}076 \cdot 15 +$$

$$+ 13{,}191 \frac{8\,000\,000 \cdot 2}{36\,000 \cdot 8760} \cdot 5 = 14{,}79 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где коэффициенты неравномерности берем для одно- и двухкомнатных квартир для общего числа квартир (т. е. для 20) по табл. 5.11:

Участок *3—2*:

$$Q_р = 27{,}38 \text{ м}^3/\text{ч};$$

Участок *2—1*:

$$Q_р = 36{,}49 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Все дальнейшие расчеты сводим в табл. 19.1. Суммарные потери во внутридомовом газопроводе составляют 467,1 Па. Для остальных участков диаметры назначаем, ориентируясь на проведенные расчеты.

19.3. Газовые приборы

В жилых и общественных зданиях газ используют для приготовления пищи и горячей воды. Основными приборами, которые применяют для газоснабжения зданий, являются плиты, водонагреватели, кипятильники, пищеварочные котлы, духовые шкафы и холодильники. Работа газовых приборов характеризуется следующими показателями: 1) тепловой нагрузкой, или количеством теплоты в газе, которая расходуется прибором, в кВт; 2) производительностью, или количеством полезно используемой теплоты, которая передается нагреваемому телу, в кВт; 3) КПД, представляющим собой отношение производительности к тепловой нагрузке прибора.

Номинальной считают такую нагрузку, при которой газовый прибор работает наиболее эффективно, т. е. с наименьшим химическим недожогом газа, наибольшим КПД, и развивает номинальную производительность. При номинальной нагрузке в конструктивных элементах прибора не должно возникать опасных тепловых напряжений, сокращающих срок его службы. Предельной (максимальной)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

тепловой нагрузкой считают нагрузку, превышающую номинальную на 20%. При этой нагрузке не должны заметно ухудшаться показатели работы прибора. Газовые приборы, устанавливаемые в жилых и общественных зданиях, работают на низком давлении, их оборудуют эжекционными горелками атмосферного типа.

Бытовые газовые плиты изготовляют двух-, трех- и четырехконфорочными с духовыми шкафами и без них. Они состоят из следующих основных частей: корпуса, рабочего стола с конфорочными вкладышами, духового шкафа, газовых горелок (конфорочных — верхних, а также для шкафа), газораспределительного устройства с кранами. Детали бытовых плит изготовляют из термически стойких, коррозионно-устойчивых и долговечных материалов. Поверхность и детали плиты (кроме задней стенки) покрыты белой эмалью. Высота рабочего стола бытовых плит 850 мм, а ширина — не менее 500 мм. Расстояние между центрами соседних конфорок 230 мм. Конфорочные горелки имеют следующие номинальные нагрузки: нормальную мощность 1,9 кВт, повышенную — 2,8 кВт.

Четырехконфорочные плиты могут иметь одну горелку повышенной мощности. Номинальная нагрузка горелок должна обеспечивать равномерный разогрев духового шкафа до температуры 285...300 °С не более чем за 25 мин. По действующему ГОСТу КПД конфорочных горелок должен быть не менее 56%, а КПД плит с отводом продуктов сгорания в дымоход — не менее 40%. Содержание оксида углерода в продуктах сгорания при работе горелок с номинальной нагрузкой не должно превышать 0,05 % в пересчете на сухие дымовые газы и избыток воздуха, равный единице ($\alpha=1$). Отрегулированные горелки должны работать устойчиво, без отрыва и проскока пламени, при изменении теплоты сгорания газа в пределах $\pm 10\%$ и тепловой нагрузке от предельной до 0,2 номинальной.

Бытовые газовые плиты оборудуют атмосферными горелками с отводом продуктов сгорания непосредственно в кухню. Часть воздуха, необходимого для горения (первичный воздух), эжектируется газом, вытекающим из сопел горелок; остальная часть (вторичный воздух) поступает к пламени непосредственно из окружающей среды. Воздух к горелкам духового шкафа поступает через специальные щели и отверстия в плите. Продукты сгорания конфорочных горелок проходят через щель между дном посуды и рабочим столом плиты, поднимаются вдоль стенок посуды, обогревая их, и поступают в окружающую атмосферу. Продукты сгорания обогревают духовой шкаф и поступают в кухню через отверстия в боковых стенках или задней стенке плиты. Отвод продуктов сгорания непосредственно в помещение предъявляет высокие требования к конструктивным качествам горелок, которые должны обеспечивать полное сгорание газа.

Основными причинами, вызывающими химическую неполноту сгорания газа у конфорочных горелок, являются: а) охлаждающее действие стенок посуды, которое может привести к неполному протеканию химических реакций горения, образованию CO и сажи; б) неудовлетворительное перемешивание газа с первичным воздухом в проточной части эжектора; в) плохая организация подвода вторичного воздуха и отвода продуктов сгорания.

Для устранения указанных причин необходимо газогорелочные устройства плиты конструировать так, чтобы были соблюдены следующие условия: а) горелки должны работать с максимальным коэффициентом первичного воздуха, обеспечивающим устойчивое пламя при всех производительностях; б) расположение горелки по отношению к дну посуды должно обеспечивать хорошее омывание продуктами сгорания и исключать возможность соприкосновения внутреннего конуса пламени с ее дном; в) расстояние между дном посуды и горелкой

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

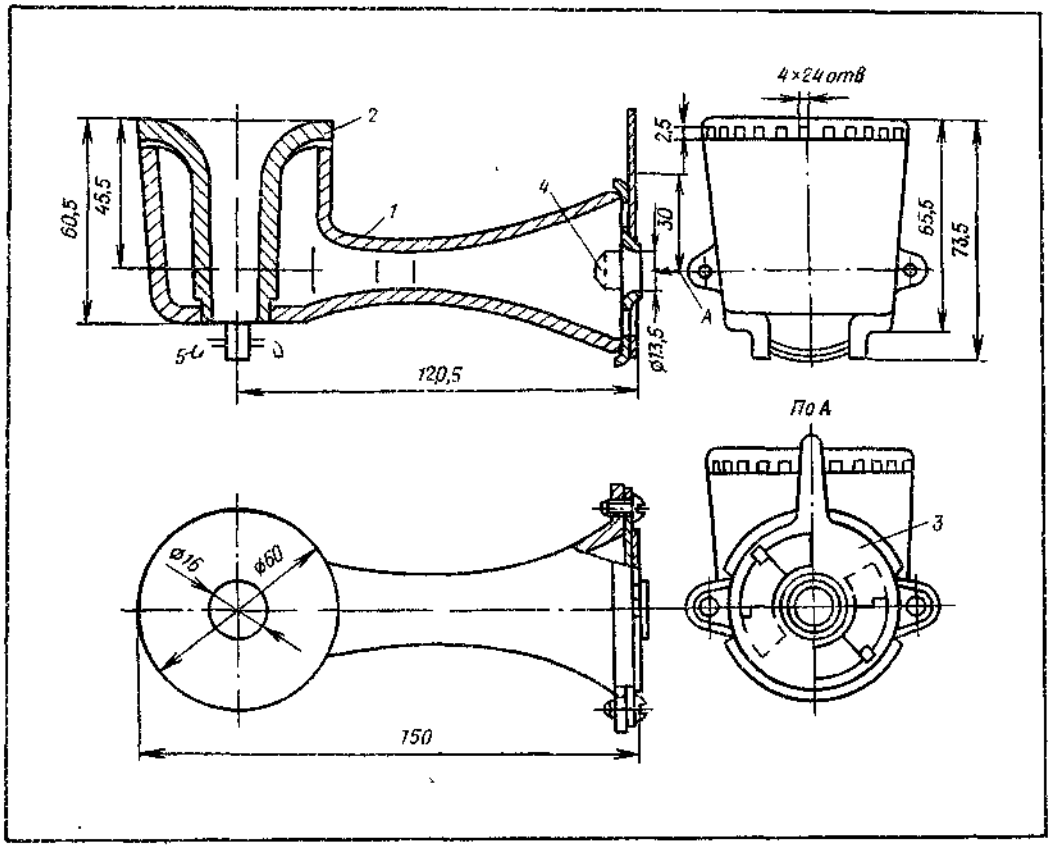


Рис. 19.3. Атмосферная газовая горелка для бытовой плиты
1 — эжекционная трубка, *2* — колпачок, *3* — заслонка для регулирования первичного воздуха, *4* — сопло

должно быть оптимальным, так как с увеличением этого расстояния возрастает избыток воздуха и понижается КПД горелки, а с уменьшением — растет химическая неполнота сгорания. Величина оптимального расстояния зависит от тепловой нагрузки, коэффициента первичного воздуха, размеров конфорочного отверстия и дна посуды. Для горелок с тепловой нагрузкой 1,75...1,9 кВт при диаметре конфорочных отверстий 200...220 мм величина оптимального расстояния равна примерно 20 мм; г) форма профиля проточной части эжекционной трубки должна быть оптимальной; д) обеспечен отвод продуктов сгорания через зазор между дном посуды и рабочим столом (зазор должен быть не менее 8 мм).

Чтобы плиты могли работать на газообразном топливе с различной теплотой сгорания, применяют несколько сменных сопел с диаметрами отверстий, соответствующими теплоте сгорания газа и номинальному давлению. Для предотвращения случайного открывания краны всех горелок должны иметь фиксаторы положения закрытия. Ручка крана духового шкафа должна отличаться от других ручек по форме или цвету. Стенки духового шкафа должны иметь тепловую изоляцию в виде воздушной прослойки или слоя изоляционного материала, чтобы температура на поверхности плиты не превышала 120 °С.

Четырехконфорочная плита ПГУ имеет рабочий стол с четырьмя вертикальными конфорочными горелками, показанными на рис. 19.3.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Плита имеет жарочный и сушильный шкафы. В дверку жарочного шкафа вмонтировано смотровое стекло. Жарочный шкаф изолирован шлаковатой. Стол плиты закрытый и снабжен прутковыми конфорочными решетками. Духовой шкаф размещен в средней части плиты и обогревается атмосферной горелкой, головка которой выполнена в виде кольцевой трубки.

У вертикальной конфорочной горелки отверстия в головке имеют выходные размеры и шаг, предотвращающие слияние язычков пламени. Для распространения пламени по огневым отверстиям стальная штампованная крышка имеет отбортовку, которая располагается над факелами горелки. Она обеспечивает кольцевание пламени, создающее условия для зажигания соседних факелов и обеспечивающее устойчивость горения по отношению к проскоку пламени.

Проточные и емкостные водонагреватели представляют собой теплообменные аппараты, служащие для местного горячего водоснабжения. У проточных водонагревателей режим приготовления горячей воды соответствует режиму потребления. Они нагревают воду до 50...60 °С и выдают ее через 1...2 мин после включения прибора. Их часто называют быстродействующими. У емкостных водонагревателей режим приготовления воды может не соответствовать режиму ее потребления. Вода в емкостных водонагревателях нагревается до 80...90 °С.

Водонагреватели должны удовлетворять следующим требованиям:

1) КПД их должен быть не ниже 82%. Водонагреватели должны нормально работать при давлении водопроводной воды от 0,05 до 0,6 МПа. Постоянная температура горячей воды должна создаваться за 1...2 мин после включения прибора. В емкостных водонагревателях вода нагревается 60... 70 мин. Водонагреватели имеют прерыватели тяги и предохранители от обратной тяги. Температура продуктов сгорания перед тягопрерывателем должна быть не ниже 180 °С. Наружную поверхность водонагревателя покрывают белой эмалью; температура поверхности при работе аппарата на номинальной нагрузке не должна превышать температуру окружающего воздуха более чем на 50 °С;

2) водонагреватели должны быть снабжены основной и запальной горелками. Пламя запальной горелки мгновенно зажигает газ на основной горелке. Максимальный расход его через запальную горелку при номинальном давлении равен 35 л/с. Пламя основной горелки должно быть ровным. Высота пламени у проточных водонагревателей не должна превышать 80 мм при номинальной нагрузке и 150 мм при предельной. Горелки должны обеспечивать устойчивое горение газа без отрыва и проскока пламени при изменении тепловой нагрузки от 0,2 до 1,25 номинальной. При работе с предельной нагрузкой содержание оксида углерода CO в продуктах сгорания не должно превышать 0,1% объема сухих продуктов при теоретическом расходе воздуха $\alpha=1$;

3) каждый водонагреватель должен быть снабжен блокирующими и предохранительными устройствами, которые пропускают газ к основной горелке только при зажженном запальнике и прекращают подачу его, когда запальник гаснет.

Проточные водонагреватели оборудованы предохранительными устройствами, благодаря которым основная горелка выключается в случае прекращения разбора горячей воды или при падении давления ее ниже установленного предела. Емкостные водонагреватели оборудованы автоматикой регулирования температуры горячей воды, обеспечивающей отключение основной горелки при нагреве воды выше заданной величины. Проточные водонагреватели состоят из следующих основных частей: 1) теплообменника, включающего огневую камеру, змеевик и калорифер; 2) газовой горелки с запальником; 3) газоотводящего устройства с тягопреры-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

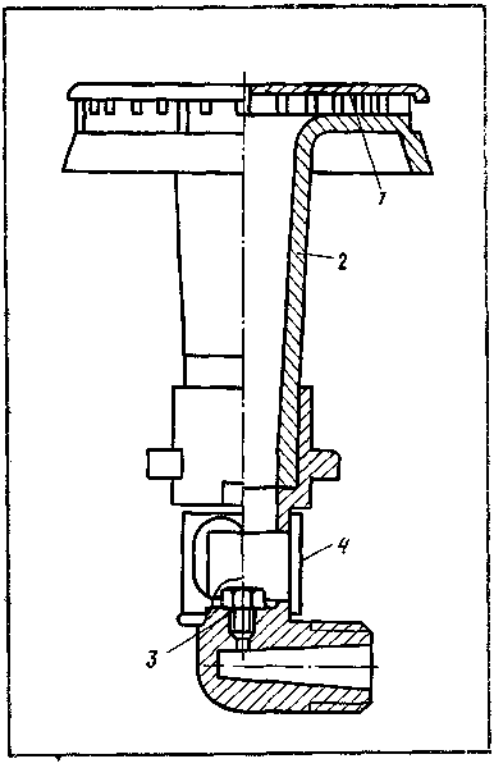


Рис. 19.4. Вертикальная конфорочная горелка
1— крышка, *2*— эжекционная трубка, *3*— сопло, *4*— заслонка первичного воздуха

вателем и предохранителем обратной тяги; 4) блокирующих, предохранительных и регулирующих устройств; 5) наружного металлического эмалированного кожуха; 6) водоразборной системы с кранами и душевой сеткой.

Автоматический проточный водонагреватель ВПГ, предназначенный для многоточечного разбора воды, показан на рис. 19.5. Номинальная тепловая нагрузка водонагревателей типа ВПГ составляет 21...23 кВт. КПД аппарата не менее 82%. Водонагреватель рассчитан для работы на природном или сжиженном газе низкого давления. Расход природного газа составляет 2,1...2,6 м^3/ч, а паров сжиженного газа 0,8...1,0 м^3/ч. В продуктах сгорания при α=1 содержится CO до 0,05%.

Огневая камера теплообменника водонагревателя состоит из медного кожуха, к поверхности которого припаян один виток медного змеевика, переходящего в калорифер. Калорифер собран из одного ряда медных пластин, припаянных к змеевику, состоящему из трех горизонтальных участков. Для предотвращения оплавления оловянного припоя используют медно-фосфористый припой, имеющий температуру плавления 860 °С. Основная часть теплоты передается калориферу. Под огневой камерой установлена газовая горелка атмосферного типа с повышенной эжекционной способностью. Горелка имеет две эжекционные трубки, которые присоединены к общей смесительной коробке. Каждое сопло имеет по три отверстия. Такая конструкция позволяет сократить размеры эжекционного смесителя. Коэффициент первичного воздуха равен 0,6...0,7. Процесс горения протекает устойчиво.

Газ поступает к горелкам через блок-кран, который обеспечивает подачу газа сначала к запальной горелке, а потом к основной. Блокировка подачи газа в основную горелку кроме блок-крана осуществляется автоматически с помощью электромагнитного клапана, работающего с термопарой. Газ может поступить в основную горелку только при работе запальной горелки. Предусмотрена блокировка подачи газа в зависимости от потока воды через аппарат. У водонагревателя имеется автоматическое устройство, отключающее газ при отсутствии тяги. Продукты горения отводят в дымоход через тягопрерыватель.

Тягопрерыватель представляет собой устройство, в котором дымоотводящая труба прерывается и ее внутреннее пространство сообщается с атмосферой. В результате этого значительно уменьшается влияние изменения тяги дымохода на работу водонагревателя. Продукты сгорания движутся через прибор под действием тяги, создаваемой самим прибором. Это приводит к стабильности работы

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

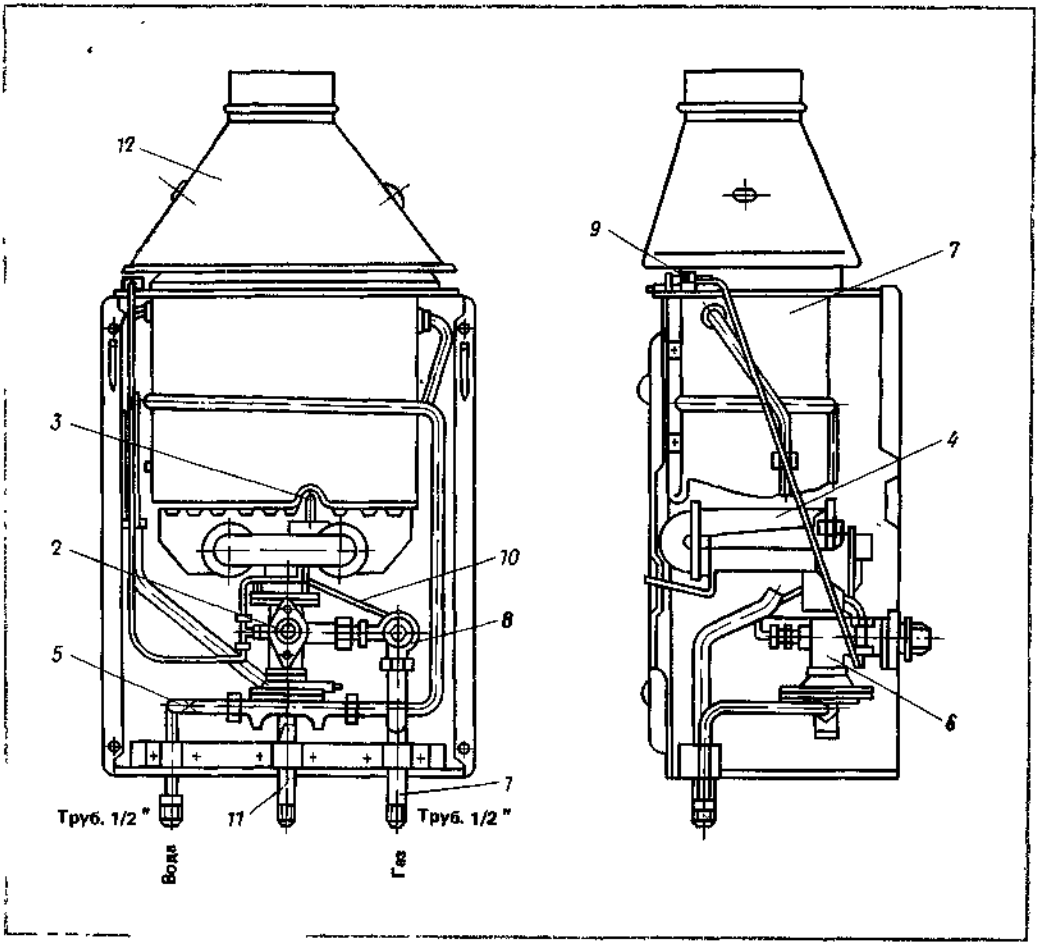


Рис. 19.5. Водонагреватель проточный газовый бытовой типа ВПГ
1— газопровод, *2*— блокировочный кран, *3*— запальная горелка, *4*— основная горелка, *5*— патрубок холодной воды, *6*— водогазовый блок, *7*— теплообменник, *8*— электромагнитный клапан, *9*— датчик тяги, *10*— термопара, *11*— патрубок горячей воды, *12*— тягопрерыватель

газовой горелки. Усиленная тяга увеличивает подсос воздуха через тягопрерыватель, поэтому разрежение перед прибором изменяется в незначительных пределах. Это предохраняет газовый прибор от избытка тяги. Для предохранения прибора от временного недостатка, застоя или опрокидывания тяги на пути движения продуктов сгорания устанавливают отражатель (предохранитель), предотвращающий попадание продуктов сгорания из дымохода обратно в топочную камеру.

Вышеописанный водонагреватель создан на базе водонагревателя «Ленинград», автоматика и газовая горелка которого модернизированы. Рассмотрим горелку и автоматику водонагревателя «Ленинград», показанную на рис. 19.6. Газ поступает по газопроводу в блок-кран, в котором краны запальной и основной горелок совмещены и имеют общую ручку (рис. 19.6). Ручка поворачивается по часовой стрелке и фиксируется в трех положениях. При крайнем левом положении кран полностью закрыт и газ не поступает ни к запальной, ни к основной горелке. При повороте кра-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

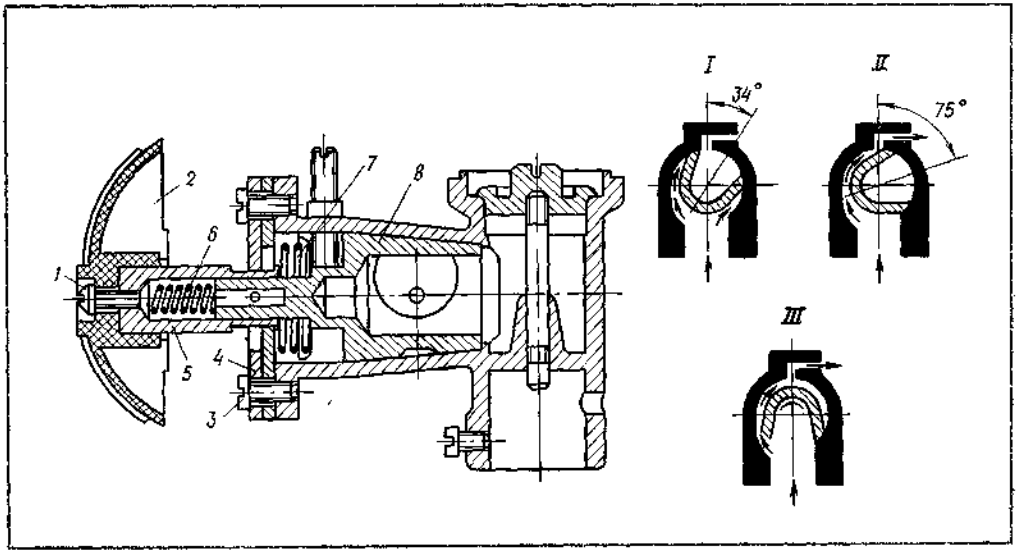


Рис. 19.6. Блокировочный газовый кран водонагревателя «Ленинград-1»
1— винт ручки крана, *2*— ручка крана, *3*— винт, *4*— фланец с ограничителем, *5*— втулка, *6*— пружина втулки, *7*— пружина, *8*— пробка крана, *I*— кран полностью закрыт, *II*— открыт на запальник, *III*— открыт на запальник и на горелку

на вправо до упора он занимает второе положение, когда для газа открыт проход только к запальнику. Чтобы открыть кран для подачи газа в основную горелку, следует нажать на ручку в осевом направлении и повернуть ее вправо. Подача газа регулируется поворотом крана в пределах между вторым и крайним правым (третьим) фиксированным положением.

Из блок-крана газ поступает в предохранительное устройство, прекращающее подачу газа к основным горелкам при отсутствии расхода воды через водонагреватель или при падении давления водопроводной воды ниже допустимой нормы.

Устройство состоит из нижней водяной камеры, разделенной мембраной на две полости, и верхней газовой, в которой расположен предохранительный клапан газоводяной блокировки. Вода поступает в автоматическое устройство газоводяной блокировки, затем нагревается, проходя через змеевик и калорифер, и направляется двухзапорным вентилем на слив для наполнения ванны или в душевое устройство. Для подачи воды в места, удаленные от прибора, служит специальный штуцер. При движении воды через водяную камеру и трубку Вентури давление с двух сторон мембраны будет неодинаковым.

Под действием разности давлений мембрана и клапан приподнимаются, открывая проход газу к горелкам. Для того чтобы при включении подачи воды газ постепенно поступал в горелку, предусмотрен шариковый замедлитель зажигания. При подъеме клапана вода вытекает из надмембранной зоны через дроссель, а шарик, частично перекрывая сечение дросселя, препятствует движению воды и тем самым замедляет открытие газового клапана. Зажигание регулируют специальным винтом. При недостаточном расходе воды или уменьшении давления в сети водопровода разность давлений с двух сторон мембраны понизится и пружина закроет клапан, прекратив поступление газа к горелке.

Для регулирования расхода воды в условиях повышенного давления в водопроводе служит дроссельный винт. Термоклапан горелки представляет

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

собой биметаллическую изогнутую пластинку, спрессованную из двух слоев металла с различными коэффициентами термического расширения. При нагревании пластинка изгибается в сторону металла с меньшим коэффициентом расширения, и клапан, опускаясь вниз, открывается. Когда пламя запальной горелки гаснет, термоклапан прекращает подачу газа к горелке.

19.4. Установка газовых приборов

Газовые плиты и таганы устанавливают в кухнях, имеющих окно с форточкой или фрамугой. Кухню, смежную с жилой комнатой, отделяют дверью или раздвижной перегородкой. Установка газовых плит разрешается в кухнях, имеющих объем не менее 15 $м^3$ для четырехконфорочной плиты, 12 $м^3$ для трехконфорочной и 8 $м^3$ для плиты или тагана на две конфорки.

Газовые водонагреватели с отводом продуктов сгорания в дымоходы устанавливают в ванных комнатах, совмещенных санитарных узлах и кухнях. Водонагреватели с многоточечным разбором воды рекомендуется располагать в кухнях. Объем помещений, в которых находятся проточные водонагреватели, должен быть не менее 7,5 $м^3$. Для притока воздуха в помещения, где находятся водонагреватели, следует ставить решетки в нижней части двери сечением 0,02 $м^2$ или предусматривать зазор между дверью и полом не менее 3 см. Двери ванных комнат и объединенных санитарных узлов должны открываться наружу. Если водонагреватели размещены в кухне, то увеличивать ее объем сверх норм, предусмотренных при установке плит, не требуется.

Газовые водонагреватели кухонного типа с выходом продуктов сгорания непосредственно в помещение и тепловой нагрузкой не более 9,3 кВт можно устанавливать только в кухнях с дополнительным объемом 4 $м^3$ сверх требуемого для газовых плит.

Газовые плиты рекомендуется размещать таким образом, чтобы обеспечить удобное пользование ими и свободный подход не менее чем с двух сторон. Плиты не следует ставить вблизи или напротив окон, так как при открытом окне пламя горелки, работающей с низкой тепловой нагрузкой или на режиме, близком к пределу отрыва пламени, может быть сдуто. Расстояние между краем плиты или тагана и стеной следует принимать не менее 5 см. Деревянные стены при установке плит покрывают мокрой штукатуркой или изолируют асбестовой фанерой, кровельной сталью с прокладкой листа асбеста толщиной 3 мм или войлока, пропитанного глиняным раствором. Проход между плитой и противоположной стеной должен быть не менее 1 м.

В кухнях лечебных учреждений, столовых, ресторанов для приготовления пищи применяют плиты ресторанного типа, пищеварочные котлы и другие газовые приборы с отводом продуктов сгорания в дымоходы. В качестве вспомогательного оборудования разрешается применять не более двух бытовых газовых плит или таганов. Помещение кухни должно иметь естественное освещение и приточно-вытяжную вентиляцию с механическим побуждением. Устанавливать газовое оборудование в кухнях, расположенных непосредственно под больничными палатами, аудиториями и помещениями с большим скоплением людей возможно при соблюдении требований СНиП, а установка водонагревателей в ванных комнатах при номерах гостиниц, в домах отдыха и санаториях не разрешается. Проточные водонагреватели крепят к несгораемым стенам. Трудносгораемые стены обивают кровельной сталью с прокладкой листа асбеста толщиной 3 мм. Расстояние между водонагревателем и стеной должно быть не менее 3 см. Емкостные водонагреватели, используемые для отопления, квартирные отопительные котлы и отопительные печи оборудуют автоматическими устройствами, прекращающими подачу газа при нарушении тяги в дымо-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ходе. Для отопительных и отопительно-варочных печей, переводимых на газ, применяют типовые горелки, оснащенные автоматикой. В строящихся зданиях топки газифицированных печей располагают со стороны нежилого помещения, имеющего естественную вентиляцию.

Для контроля расхода газа коммунально-бытовыми потребителями служат счетчики. В квартирах газовые счетчики устанавливают только при наличии отопительных приборов и установок на газовом топливе. Газовые счетчики размещают в помещениях, оборудованных вытяжной вентиляцией в местах, в которых исключается возможность их повреждения. В жилых помещениях, ванных комнатах и санитарных узлах установка счетчиков не разрешается.

19.5. Отвод продуктов сгорания

Продукты сгорания от каждого газового прибора (водонагревателя, отопительной печи и т. п.) отводят по обособленному дымоходу в атмосферу. В зданиях старой постройки разрешается присоединять к одному дымоходу несколько газовых приборов, расположенных на одном этаже. Вводы продуктов сгорания в дымоход устраивают на разных уровнях с расстоянием между ними не менее 50 см. Если ввод с несколькими уровнями устроить нельзя, то применяют ввод с одним уровнем, но в дымоходе устанавливают вертикальную рассечку 50...70 см. К одному дымоходу разрешается присоединять один нагревательный прибор и отопительную печь, если они расположены в одной квартире и пользуются ими в разное время.

Коммунально-бытовые газовые приборы (ресторанные плиты, пищеварочные котлы и т. п.) можно присоединять как к обособленному, так и к общему дымоходу. При использовании общего дымохода для нескольких приборов продукты сгорания вводят на разных уровнях или с устройством рассечек. Газовые приборы присоединяют к дымоходам с помощью труб из кровельной или оцинкованной стали. Соединительные трубы для коммунально-бытовых приборов могут быть общие для нескольких агрегатов. Вертикальный участок присоединяемых труб от патрубка газового прибора до оси горизонтального участка должен быть не менее 50 см. При высоте помещения до 2,7 м для приборов с тягопрерывателями допускают уменьшение длины вертикального участка до 25 см, а для приборов без тягопрерывателей — 15 см. Общая длина горизонтальных труб должна быть не более 3 м, а в эксплуатируемых зданиях — не более 6 м. На всем протяжении присоединительных труб не должно быть более трех поворотов, радиус закругления которых должен быть не менее диаметра трубы. Звенья соединительных труб плотно вдвигают одно в другое по ходу движения газа на величину не менее 0,5 диаметра. Трубы прокладывают с уклоном не менее 0,01 в сторону газового прибора. Трубы из кровельной стали окрашивают огнестойким лаком. Соединительные трубы не разрешается прокладывать по жилым помещениям.

На дымоотводящих трактах отопительных печей и коммунально-бытовых газовых приборов, не имеющих тягопрерывателей, устанавливают отключающие шиберы (заслонки) с отверстиями диаметром не менее 15 мм. Дымоходы, как правило, следует прокладывать во внутренних капитальных стенах зданий. Если дымоход расположен в наружной стене, то толщина части стены, расположенной от дымохода до наружной поверхности стены, должна исключать образование внутри дымохода конденсата. Газы должны охлаждаться настолько, чтобы не происходило опрокидывания тяги. При необходимости разрешается устраивать приставные дымоходы. Дымоходы не должны иметь горизонтальных участков; ниже ввода соединительной трубы в дымоход необходимо устраивать карман

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

глубиной не менее 250 мм с люком для чистки дымохода. В панельных или блочных домах устройство люков в каналах необязательно.

Дымоходы выполняют из обожженного красного кирпича, асбестоцементных или гончарных труб, а также из блоков, изготовленных из несгораемых материалов. Они должны быть плотными и доступными для чистки на всем протяжении. Не разрешается устанавливать дымоходы из термически непрочных и крупнопористых материалов (силикатного кирпича, шлакобетона и т. д.). Конструктивные формы дымоходов, соединительных труб и тягопрерывателя не должны допускать значительного снижения температуры входящих газов, чтобы избежать образования конденсата, который на стенках превращается в иней. Особенно это относится к участкам дымохода, расположенным в пределах чердака. Поэтому дымовые трубы на чердаке и выше крыши выполняют со стенками увеличенной толщины либо утепляют их асбестовыми плитами или теплой известково-шлаковой штукатуркой.

Температура продуктов сгорания на выходе из дымохода не должна быть ниже температуры точки росы. В местах, где дымоходы проходят вблизи деревянных элементов зданий, следует устраивать несгораемые противопожарные разделки, изолирующие деревянные элементы от воздействия высоких температур. Толщина разделки от внутренней поверхности дымохода до деревянной конструкции должна быть при пересечении междуэтажного перекрытия 30 см, при пересечении крыши — 25 см.

Дымовые трубы нельзя располагать в зоне ветрового подпора, так как может произойти опрокидывание тяги. Во избежание этого трубы следует выводить на 0,5 м выше конька крыши, если они расположены ближе 1,5 м от него (считая по горизонтали). Если трубы отстоят от конька на 1,5...3 м, то их выводят на один уровень с коньком. При расположении труб на расстоянии более 3 м от конька их выводят до прямой, проведенной от конька вниз под углом 10 ° к горизонту (рис 19.7). Во всех случаях труба должна выступать не менее чем на 0,5 м над примыкающей к ней поверхностью крыши. Если труба расположена вблизи высокого здания, то ее следует выводить выше прямой, проведенной от края крыши высокого здания вниз под углом 45 ° к горизонту в сторону малого здания.

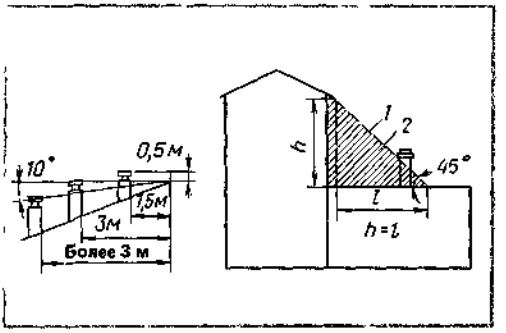


Рис 19.7. Схема расположения дымовых труб

1 — условная линия под углом 45 ° к горизонту, *2* — зона ветрового подпора

Защитным средством от попадания атмосферных осадков в дымовые трубы служат металлические зонты или перекрытия из кирпича с боковым отводом дымовых газов. Сечение дымохода и присоединительной трубы принимают по соответствующим нормалям в зависимости от тепловой нагрузки прибора. В случаях, не предусмотренных нормалями, или при присоединении к одному дымоходу нескольких приборов сечение определяют расчетом.

Площадь сечения дымохода для отопительной печи или быстродействующего водонагревателя с тепловой нагрузкой 20...29 кВт должна быть не менее 150 см^2. Диаметр присоединительной трубы для водонагревателя принимают равным 125...130 мм. Для емкостного водонагревателя АГВ-80 сечение дымохода 100 см^2, а диаметр присоединительной трубы 80 мм.

Для нормальной работы газовых приборов в месте выхода продуктов

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 19.2. **Некоторые показатели работы газовых приборов**

Газовый прибор	Номинальная тепловая нагрузка, кВт	Минимально необходимое разрежение, Па	Коэффициент избытка воздуха	Температура уходящих газов °С	Температура точки росы при сжигании природного газа, °С
Водонагреватель быстродействующий КГИ-56	28,5	3	2,5	170	46
Емкостный водонагреватель АГВ-80 м	6,95	1	3	110	42
Емкостный водонагреватель АГВ-120	13,95	2	2,5	150	46
Кипятильник КНД-8м	27,8	8	2	450	49
Секционная ресторанная плита конструкции Мосгазпроекта с жарочной поверхностью 0,4 м^2:					
с духовым шкафом	38	10	3	500	42
без духового шкафа	31,3	10	3	500	42
Отопительная печь, с горелками ГДП-1,5	16	2	2	150	49

сгорания (после тягопрерывателя) следует поддерживать разрежение, соответствующее типу прибора. При разрежении, значение которого меньше допустимой величины, часть продуктов сгорания будет выходить в помещение через прерыватель тяги. Минимально необходимое разрежение перед газовыми приборами, коэффициент избытка воздуха, а также характеристики продуктов сгорания приведены в табл. 19.2. Количество воздуха, подсасываемого через тягопрерыватель, зависит от разрежения перед газовым прибором. Приближенно можно считать, что при разрежении 3...5 Па воздух подсасывается до 20 % объема уходящих газов, а при разрежении 6...10 Па — до 30 %.

Расчет дымоходов. При расчете дымохода определяют размер поперечных сечений дымохода и присоединительной трубы, а также величину разрежения перед газовыми приборами. Поперечными сечениями предварительно задаются, принимая скорость уходящих газов 1,5...2 м/с. О достаточности принятых размеров сечений судят по полученной величине разрежения перед приборами. Тягу рассчитывают по уравнению

$$\Delta p_т = 0{,}0345 H \left(\frac{1}{273 + t_{нв}} + \frac{1}{273 + t_т} \right) p_б,$$

где $\Delta p_т$ — тяга, создаваемая дымовой трубой, дымоходом или вертикальным участком присоединительной трубы; H — высота участка, создающего тягу; $t_{нв}$ — температура наружного воздуха; $t_т$ — средняя температура газов в участке; $p_б$ — барометрическое давление.

Для определения средней температуры газов следует знать снижение их температуры в результате остывания при движении по соединительным трубам и дымовым каналам. Из сравнения уравнения теплопередачи от уходящих газов к воздуху, окружающему дымоход,

$$Q = k F_в (t_{ух} - t_{ов}) - \frac{k F_в \Delta t}{2}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

и уравнения теплового баланса для участка газохода

$$Q = 1{,}38\, Q_{\text{п с}} \Delta t \frac{1000}{3600}$$

получаем следующую зависимость для расчета остывания уходящих газов:

$$\Delta t = \frac{t_{\text{ух}} - t_{\text{ов}}}{\frac{0{,}384\, Q_{\text{п с}}}{kF_{\text{в}}} + 0{,}5},$$

где k — среднее значение коэффициента теплопередачи для стенок дымохода, отнесенное к внутренней поверхности, Вт/(м²·град), $F_{\text{в}}$ — внутренняя площадь поверхности расчетного участка дымохода, м², $t_{\text{ух}}$ — температура уходящих газов при входе в дымоход, °С, $t_{\text{ов}}$ — температура воздуха, окружающего дымоход, ° С, Δt — падение температуры уходящих газов в расчетном участке, °С, Q — количество теплоты, отдаваемой уходящими газами при остывании на величину Δt, Вт, 1,38 — средняя объемная теплоемкость дымовых газов, кДж/(м³·град) (условно принята постоянной), $Q_{\text{п с}}$ — расход продуктов сгорания через дымоход, м³/ч, отнесенный к нормальным условиям

Коэффициенты теплопередачи [в Вт/(м²·град)] для дымоходов и присоединительных труб приведены ниже:

Наружная дымовая труба с толщиной стенки в один кирпич сечением		
1к×1к	3,25	3,72
1/2×1/2к	3,95	4,53
Дымоходы, расположенные в кирпичной стене над кровлей с толщиной стенок в полкирпича	3,13	3,48
Дымоходы, расположенные в кирпичной оштукатуренной стене с толщиной стенки дымохода в полкирпича	2,32	2,56
Неутепленная стальная соединительная труба	3,48	4,65
Соединительная стальная труба, изолированная асбестом, толщиной 2 см	2,9	3,84

Примерные значения падения температуры уходящих газов на 1 м дымохода следующие: в кирпичном дымоходе, расположенном во внутренней стене, 2...6° С; в кирпичном дымоходе, расположенном снаружи здания, 3...7° С; в стальных соединительных трубах — 6.. 12° С.

Разрежение перед газовым прибором определяют по формуле

$$\Delta p_{\text{газ}} = \Delta p_{\text{т}} - (\Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м с}}),$$

где $\Delta p_{\text{газ}}$ — разрежение перед газовым прибором, $\Delta p_{\text{тр}}$, $\Delta p_{\text{м с}}$ — потери давления на трение и местные сопротивления при движении газов по соединительным трубам, дымоходам и дымовой трубе (величина $\Delta p_{\text{м с}}$ включает потери давления, связанные с созданием скорости при выходе из трубы)

Потери на трение рассчитывают по формуле

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{W_{\text{ух}}^2}{2} \rho_{\text{ух}} \frac{273 + t_{\text{ср}}}{273}$$

где λ — коэффициент трения, принимаемый для кирпичных каналов и труб равным 0,04, для металлических труб — 0,02, для металлических окисленных — 0,04, l — длина расчетного участка, м, d — диаметр, м, $W_{\text{ух}}$ — скорость уходящих газов, м/с, приведенная к нормальным условиям, $\rho_{\text{ух}}$ — плотность уходящих газов, кг/м³, приведенная к нормальным условиям, $t_{\text{ср}}$ — средняя температура газов в расчетном участке, °С

Если сечение прямоугольное, то берут эквивалентный диаметр

$$d_{\text{эк}} = 4f/V,$$

где f — живое сечение газохода, м², V — периметр поперечного сечения, омываемый газами, м

Потери на местные сопротивления рассчитывают по уравнению

$$\Delta p_{\text{м с}} = \Sigma\zeta \frac{W_{\text{ух}}^2}{2} \rho_{\text{ух}} \frac{273 + t_{\text{ср}}}{273},$$

где $\Sigma\zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений, включая сопротивление при выходе из трубы

При расчете дымоходов можно принимать следующие значения коэффициентов местных сопротивлений:

Вход в соединительную трубу из тягопрерывателя	0,5	
Поворот под углом 90°	0,9	
Внезапное расширение потока при входе в кирпичный дымоход и поворот под углом 90°	1,2	
Выход из дымохода с зонтом	1,5	2,5

Пример 19.1. Рассчитать дымоход, отводящий продукты сгорания от быстродействующего водонагревателя В водонагревателе сжигается природный газ, для которого величина $Q_{\text{к}}^{\text{г}} = 35\,000$ кДж/м³, $V_0 = 9{,}36$ м³/м³, $V_{\text{г}} = 10{,}48$ м³/м³ Соединительная труба диаметром 130 мм имеет длину 3 м, вертикальный участок, равный 0,3 м, и три поворота Высота дымохода во внутренней кирпичной капитальной стене сечением 125×125 мм имеет высоту 5 м до чердака Дымоход на чердаке и сверх кровли сечением 125×125 мм имеет толщину стены 0,5 кирпича высоту 4 м и над оголовком металлический зонт

Решение 1 Предположим, что разрежение перед тягопрерывателем водонагревателя составляет 3 Па, поэтому подсос воздуха не

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

учитываем. Основные показатели работы водонагревателя берем из табл. 19.2: Q=28,5 кВт; α=2,5; $t_{ух}$=170 °С.

2. Рассчитаем охлаждение газа в вертикальном участке присоединительной трубы по формуле

$$\Delta t_1 = \frac{t_{ух} - t_{ов}}{\frac{0{,}384\, Q_{п.с}}{kF_в} + 0{,}5} = \frac{170-120}{\frac{0{,}384 \cdot 71{,}8}{4{,}05 \cdot 012} + 0{,}5} = 2{,}7\ °С,$$

где $t_{ов}$=20 °С;
количество продуктов сгорания при α=2,5 равно:

$$10{,}48+(2{,}5-1)9{,}36=24{,}52\ м^3/м^3;$$

расход газа равен: $\frac{3600 \times 28{,}5}{35000}=2{,}93\ м^3/ч$;

$$Q_{п.с}=2{,}93 \cdot 24{,}52=71{,}8\ м^3/ч;$$

$$F_в=3{,}14 \cdot 0{,}13 \cdot 0{,}3=0{,}12\ м^2.$$

Коэффициент теплопередачи k = =4,05 Вт/(м^2·град), температура после вертикального участка равна t_1=170−2,7 = =167,3 °С.

3. Охлаждение газа в присоединительной трубе длиной 3−0,3=2,7 м.

$$\Delta t_2 = \frac{167{,}3-20}{\frac{0{,}384 \cdot 71{,}8}{4{,}05 \cdot 1{,}1} + 0{,}5} = 22{,}2\ °С;$$

$$E_в=3{,}14 \cdot 0{,}13 \cdot 2{,}7=1{,}1\ м^2.$$

Температура газов в начале дымохода

$$t_2=167{,}3-22{,}2=145{,}1\ °С.$$

4. Охлаждение во внутреннем дымоходе

$$\Delta t_3 = \frac{145{,}1-20}{\frac{0{,}384 \cdot 71{,}8}{2{,}44 \cdot 2{,}5} + 0{,}5} = 25\ °С;$$

k=2,44 Вт/(м^2·град); $F_в$=0,125·4,05 = =2,5 м^2.
Температура в конце дымохода t_3=145,1−25= =120,1 °С.

5. Охлаждение в наружном дымоходе

$$\Delta t = \frac{120{,}1-20}{\frac{0{,}384 \cdot 71{,}8}{3{,}37 \cdot 2} + 0{,}5} = 21{,}8\ °С;$$

k=3,37 Вт/(м^2·град); $F_в$=0,125·4,4=2 м^2.

Температура газов, уходящих из трубы, t_1=100,1−21,8=78,3 °С. Она больше температуры точки росы:

$$t_{т.р}=46\ °С$$ (см. табл. 19.2).

6. Рассчитаем тягу. Тягу, создаваемую вертикальным участком соединительной трубы, определяем по формуле

$$\Delta p_1=0{,}0345 \cdot 0{,}3\left(\frac{1}{273+20} - \frac{1}{273+168{,}6}\right) 99\,000=1{,}18\ Па;$$

$$t_т=t_{ух}-\Delta t_1/2=170-1{,}4=168{,}6\ °С;$$
$$p_б=99\,000 Па.$$

Тяга, создаваемая дымоходом, равна:

$$\Delta p_2 = 0{,}0345 \cdot 9\left(\frac{1}{273+20} - \left(\frac{1}{273+111{,}7}\right)\right) 99\,000 = 25{,}6\ Па;$$

$$t_т = \frac{145{,}1+78{,}3}{2} = 111{,}7 °С;\ H=5+4=9\ м.$$

Суммарная тяга

$$\Delta p_т=1{,}18+25{,}6=26.78\ Па.$$

7. Определим потери на трение:
а) в присоединительной трубе:

$$W_{ух}=\frac{Q_{п.с}}{3600}=\frac{71{,}8}{0{,}0133 \cdot 3600}=1{,}5\ м/с.$$

(f=0,0133 м^2 — сечение присоединительной трубы);

$$t_{ср}=\frac{170+145{,}1}{2}=157{,}5\ °С.$$

Коэффициент трения принимаем равным 0,04, а плотность продуктов сгорания — 1,3 кг/м^3. Потери давления $\Delta p_{тр}$ рассчитываем по формуле

$$\Delta p_1 = \lambda \frac{l}{d} \frac{W_{ух}^2}{2} \rho_{ух} \frac{273+t_{ср}}{273} =$$

$$=0{,}04 \cdot \frac{3}{0{,}13} \cdot 1{,}3 \cdot \frac{273+157{,}5}{273}=2{,}06\ Па$$

б) в дымоходе:

$$W_{ух}=\frac{71{,}8}{0{,}0156 \cdot 3600}=1{,}28\ м/с$$

(0,0156 м^2 — сечение дымохода);

$$t_{ср}=\frac{145{,}1+78{,}3}{2}=111{,}7\ °С;$$
$$\lambda=0{,}04;\ d_э=0{,}125\ м;$$

$$\Delta p_2=0{,}04\frac{9}{0{,}125} \cdot \frac{1{,}28^2}{2} 1{,}3 \times$$

$$\times \frac{273+111{,}7}{273}=4.41\ Па.$$

8. Определим потери на местные сопротивления:

а) в присоединительных трубах:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

коэффициенты местных сопротивлений: при входе в тягопрерыватель $\zeta_1=0{,}5$; повороте $\zeta_2=0{,}9\cdot3=2{,}7$; при входе в кирпичный дымоход $\zeta_3=1{,}2$; $\Sigma\zeta=4{,}4$;

$$\Delta p_3=4{,}4\cdot\frac{1{,}5^2}{2}\cdot1{,}3\cdot\frac{273+157{,}5}{273}=10{,}1\text{ Па};$$

б) в дымоходах;

коэффициент сопротивления при выходе $\zeta=1{,}5$

$$\Delta p_4=1{,}5\frac{1{,}28^2}{2}\cdot1{,}3\cdot\frac{273+111{,}7}{273}=2{,}26\text{ Па}.$$

9. Определим разрежение перед газовым прибором

$$\Delta p_{раз}=26{,}78-(2{,}06+4{,}41+10{,}1+2{,}26)=$$
$$=7{,}95\text{ Па}.$$

Разрежение превышает минимально необходимое (3 Па), следовательно, дымоход обеспечит нормальную работу водонагревателя. В действительных условиях работы разрежение перед водонагревателем несколько снизится против подученной величины 7,95 Па, так как в результате подсоса воздуха через тягопрерыватель уменьшится тяга и увеличатся потери давления при движении газов в дымоходах.

19.6. Газовое отопление

К газовому отоплению относят такие отопительные системы и приборы, качества и свойства которых в основном определяются свойствами газообразного топлива и при других топливах такие системы и агрегаты работать не могут. В централизованных системах теплоснабжения газ используется как топливо и он не влияет на системы теплоснабжения и присоединенные к ним системы отопления. Таким образом, газовое отопление — это децентрализованное теплоснабжение отдельных зданий, цехов, квартир.

По характеру теплоносителя газовое отопление может быть водяным, воздушным или лучистым. Не следует относить к газовому отоплению водяное отопление отдельного здания или квартиры, если источником теплоты такой системы является котел обычного типа, переведенный на газовое топливо. Это объясняется тем, что использование в качестве источников теплоты котлов, предназначенных для твердого топлива, не позволяет использовать все положительные качества газа и сделать источник теплоты более современным и экономичным. Поэтому к газовым будем относить такие системы водяного отопления, у которых источник теплоты специально сконструирован для использования газового топлива и обладает следующими свойствами: компактный по конструкции, имеет высокий КПД, автоматизированный и обеспечивает регулируемую отдачу теплоты для отопления помещений. К таким источникам относятся специальные газовые котлы, автоматические газовые водонагреватели типа АГВ и другие подобные аппараты.

В соответствии с вышеизложенным системы газового отопления целесообразно классифицировать по конструктивному выполнению следующим образом.

1. *Традиционные поквартирные системы водяного отопления со специальным газовым источником теплоты.* Наибольшее распространение получили такие системы с источниками теплоты типа АГВ. На базе АГВ ДНПО «Газоаппарат» разработаны отопительные аппараты: АОГВ-6, АОГВ-10, АОГВ-20. Они не уступают по теплотехническим и санитарно-гигиеническим характеристикам базовому аппарату, но отличаются меньшими удельными металлозатратами. Их серийно выпускает ряд отечественных заводов. Тепловая мощность указанных аппаратов колеблется в пределах 7...23 кВт, КПД — 80 %, содержание CO ($\alpha=1$) — 0,05 %, масса 50...100 кг.

2. *Газовые камины, предназначенные для отопления отдельных помещений и квартир.* Эти аппараты нашли применение в районах с жарким климатом. Выпускают газовые камины «Амра» и АОГ-5. Продукты сгорания у этих аппаратов отводятся в атмосферу через соответствующие дымоотводящие каналы. На рис. 19.8 показан общий вид газового камина АОГ-5 тепловой мощностью 5,65 кВт. Он имеет КПД 83,5 %, содержание CO в продуктах сгорания ($\alpha=1$) 0,01 %, масса аппарата 35,5 кг. Эти аппараты

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

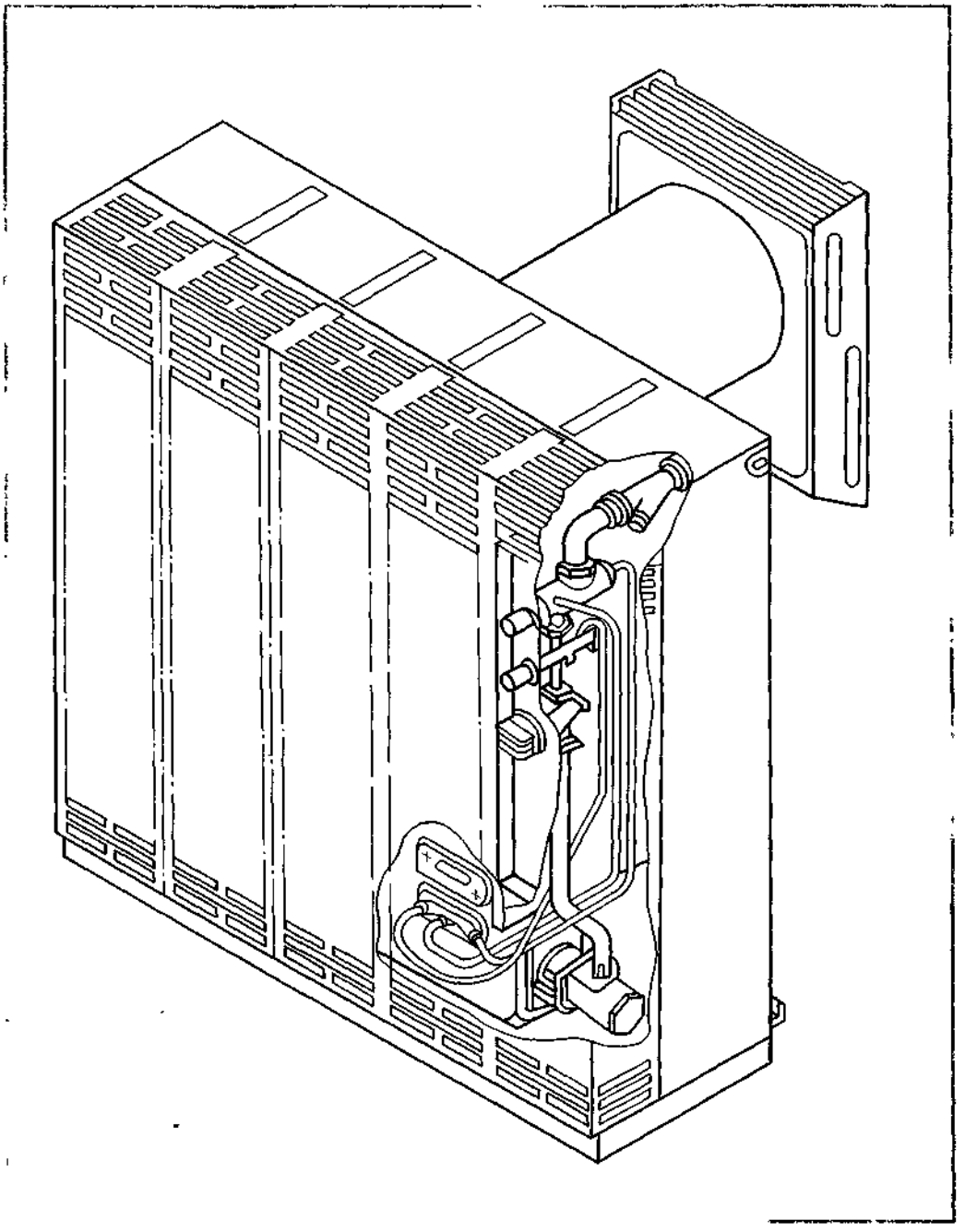


Рис. 19.8. Газовый камин АОГ-5

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

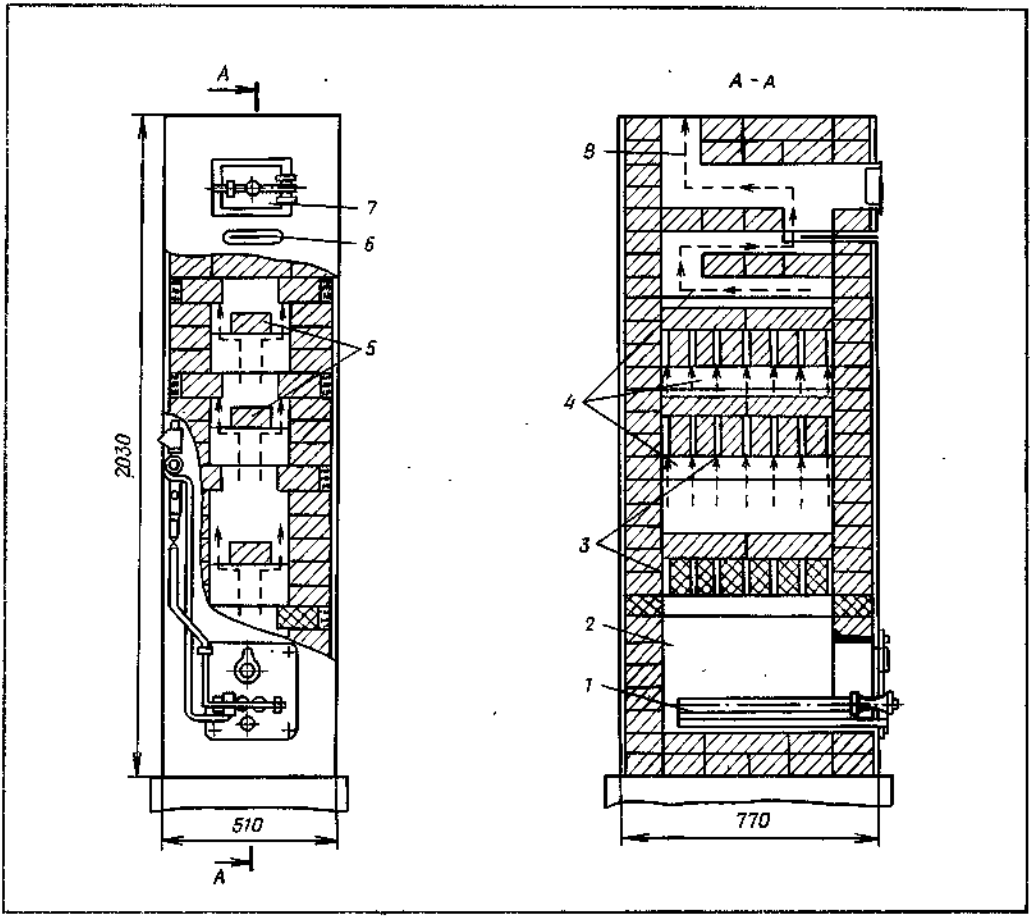


Рис. 19.9. Газовая отопительная печь АКХ-14
1— газогорелочное устройство; *2*— топливник; *3*— кирпичи-насадки; *4*— сборные коллекторы; *5*— рассекатель; *6*— задвижка; *7*— герметичная дверка; *8*— путь движения продуктов горения

обеспечивают лучисто-конвективное отопление помещений.

3. *Газовые отопительные печи.* Для отопления помещений сконструированы автоматизированные отопительные печи, которые отличаются высокими тепломеханическими показателями и экономичностью (рис. 19.9). В топливнике установлены газовые горелки, а в верхней части имеется решетка из огнеупорного кирпича, которая при работе печи нагревается и излучает теплоту на стены топливника, что способствует равномерному нагреву помещения по высоте. Прямоточные каналы сложены из кирпичей, поставленных в три яруса один над другим, и имеют развитую тепловоспринимающую поверхность. В центре восходящих потоков дымовых газов установлены рассекатели, которые направляют продукты горения к боковым стенкам печи. Рассекателями служат кирпичи, положенные «на плашку». Над верхним сборным дымоходом установлен тягопрерыватель. Печь характеризуется равномерным нагревом по периметру и может работать при периодической топке. В этом случае топливник выкладывают из огнеупорного кирпича. При оборудовании топливника горелками непрерывного действия его выкладывают из красного кирпича.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

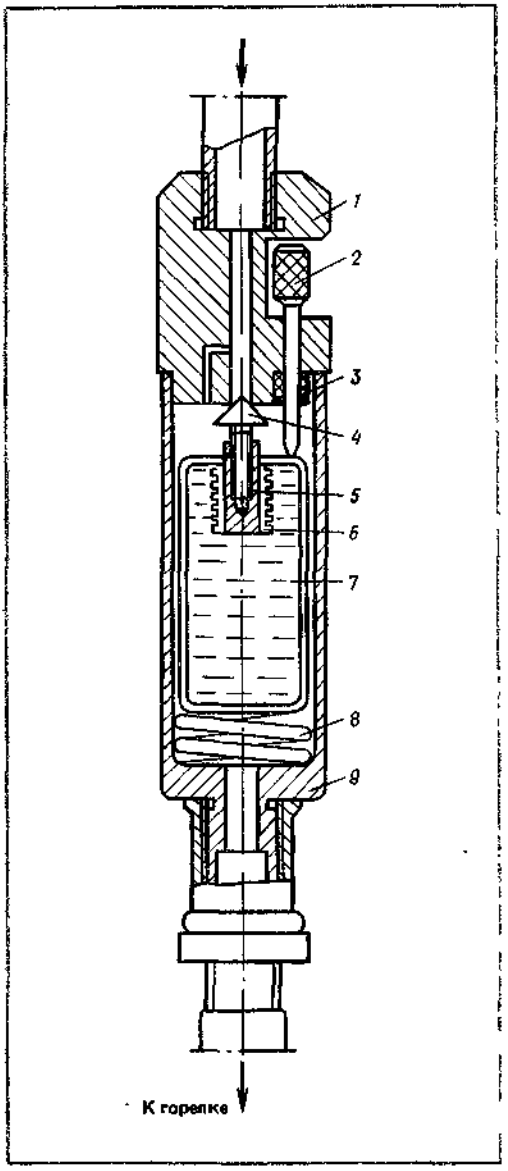


Рис. 19.10. Регулятор расхода газа
1— головка, *2*— винт для настройки, *3*— уплотнительное кольцо, *4*— клапан, *5*— шток, *6*— сильфон, *7*— баллон, *8*— пружина, *9*— корпус

Разработана конструкция печи АКХ-СМ-1, рассчитанная на непрерывный режим топки и предназначенная для заводского изготовления. Для поддержания заданной температуры воздуха в помещении на подводящем газопроводе установлен терморегулятор. Теплоотдачу печи регулируют путем изменения расхода газа. Внутри цилиндрического корпуса регулятора (рис 19.10) установлен баллон *7*, заполненный керосином, в который впаян сильфон *6*. Клапан *4* установлен внутри сильфона. При повышении температуры воздуха в помещении керосин, нагреваясь, расширяется, сжимает сильфон и клапан садится на седло. В этом случае газ идет через малое отверстие в количестве, необходимом для устойчивого горения. При понижении температуры клапан открывается и расход газа увеличивается. Настройку регулятора на необходимую температуру осуществляют винтом *2*.

КПД газовых отопительных печей высокий — 85. .90 %. На газовое отопление можно переоборудовать и печи, предназначенные для работы на твердом топливе. При переоборудовании реконструируют топливник и устанавливают автоматизированные горелки. Газогорелочное устройство ГК-17-07 показано на рис. 19.11. Горелка эжекционная атмосферного типа, чугунная, литая. По длине головки горелки просверлены три ряда отверстий диаметром 4 мм. Защитная автоматика безопасности состоит из электромагнитного клапана и трубки с термопарой, которая одновременно выполняет роль запальника. При нормальной работе термопара разогревается и развиваемая ею ЭДС удерживает с помощью электромагнита клапан в открытом положении. Если произойдет завал дымохода или опрокинется тяга, то давление в топливнике печи станет выше атмосферного и газ из трубки будет выходить в помещение. Запальник погаснет, термопара остынет и электромагнитный клапан закроется, прекратив подачу газа к горелке. КПД отопительных печей, переведенных на газ, составляет 82...88 %.

Институт Мосгазпроект разработал универсальный прибор автоматики безопасности для отопительных печей, который контролирует наличие пламени и разрежения в дымоходе

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

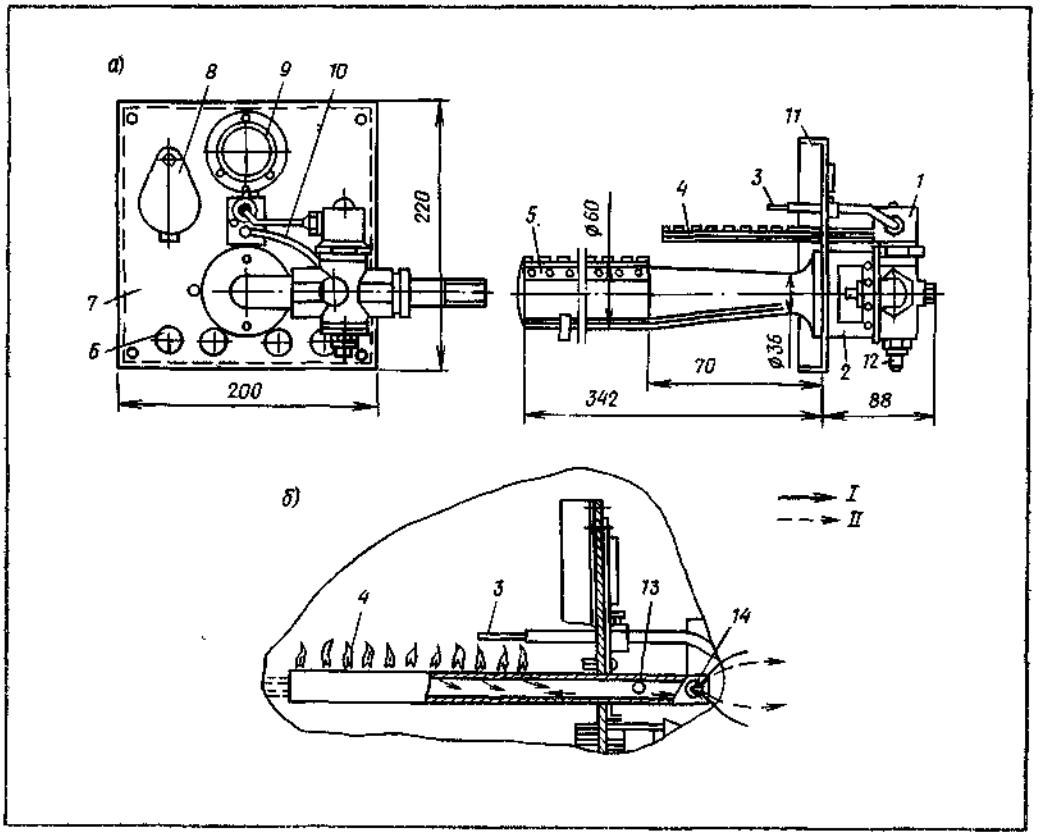


Рис. 19.11. Газовая горелка ГК-17-07
а — общий вид горелки, *б*—установка трубки Максимова, *1*— электромагнитный клапан, *2*— регулятор первичного воздуха, *3*— термопара, *4*— трубка Максимова, служащая одновременно запальником, *5*— основная горелка, *6*— отверстие для подвода вторичного воздуха, *7*— топочный щиток, *8*— глазок для розжига, *9*— смотровое окно, *10*— трубка для подачи газа к запальнику, *11*— рамка горелки, *12*— пусковая кнопка, *13*— отверстие для входа в трубку газа из электромагнитного клапана, *14*— отверстие для входа в трубку воздуха (при нормальной тяге) и для выхода смеси продуктов горения и газа (при отсутствии тяги в дымоходе печи), *I* — направление движения воздуха, *II* — то же, смеси продуктов сгорания и газа

(рис. 19.12). Датчиками служат два реле с соплом и биметаллическими заслонами. Реле, расположенное около пламени запальника, имеет нормально открытое сопло, а реле, контролирующее разрежение,— нормально закрытое сопло, расположенное перед задвижкой печи. Если горит запальник и в дымоходе имеется разрежение, то давление в камере мембранного реле *4* равно давлению газа перед горелкой и клапан двухпозиционного сопла *3* закрывает нижнее сопло. Давление в надмембранном пространстве клапана-отсекателя равно атмосферному, он открыт и пропускает газ к горелкам.

Если запальник погаснет, то биметаллическая заслонка отойдет от сопла, последнее откроется и газ из камеры мембранного реле выйдет в атмосферу, клапан двухпозиционного сопла закроет верхнее сопло и соединит надмембранную камеру клапана-отсекателя с пространством перед горелками. Клапан-отсекатель закроется, прекратив подачу газа. При отсутствии разрежения в дымоходе продукты сгорания будут выходить в помещение, нагревая биметаллическую заслонку, которая откроет сопло и давление в камере мембранного реле упадет, что

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

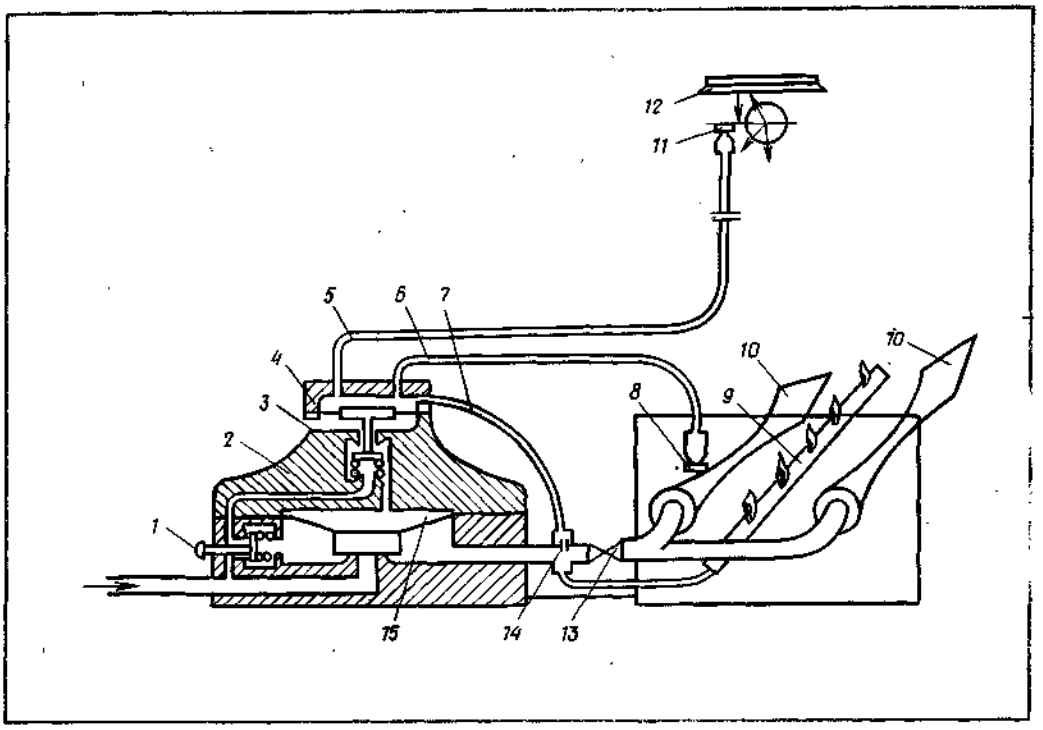


Рис. 19.12. Схема универсального прибора защитной автоматики для отопительной печи *1*— пусковая кнопка; *2*— клапан-отсекатель; *3* — двухпозиционное сопло; *4*— мембранное реле; *5*— надмембранное пространство клапана отсекателя; *6, 7*— импульсные линии; *8, 11*— реле с соплами и биметаллическими заслонками; *9*— запальная горелка; *10*— основные горелки; *12*— задвижка печи; *13*— кран перед горелкой; *14*— дроссель; *15*— надмембранное пространство клапана-отсекателя

приведет к срабатыванию клапана-отсекателя. К такому же результату приведет нарушение герметичности импульсных линий. Если давление газа упадет ниже допустимой величины, то под действием пружины клапан двухпозиционного сопла закроет верхнее отверстие и клапан-отсекатель закроется. Настройку на минимальное давление осуществляют пружиной мембранного реле.

Розжиг горелок осуществляется следующим способом. При закрытом кране *13* перед основными горелками нажимают кнопку *1*, газ поступает к запальной горелке и ее зажигают. Когда биметаллическая заслонка реле нагреется, она закроется и давление в камере мембранного реле станет равным давлению газа, что приведет к открытию клапана-отсекателя. После этого открывают кран перед основными горелками, которые зажигаются от запальной горелки. Время срабатывания автоматики составляет 10...35 с.

4. *Газовые воздухонагреватели (калориферы)*. Для воздушного отопления промышленных и сельскохозяйственных помещений все большее применение находят газовые воздухонагреватели. На рис. 19.13 показан воздухонагреватель К-50 с тепловой мощностью 54 кВт. Внутри корпуса *3* расположены цилиндрическая камера сгорания *1* и трубчатый конвективный пучок *2*. В передней части корпуса находится коллектор *13* с патрубком *14*, служащим для отвода продуктов сгорания в атмосферу. В коллектор *13* продукты сгорания поступают из камеры сгорания *1*. С фронтальной стороны РВН (рекуперативного воздухонагревателя) установлены основ-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

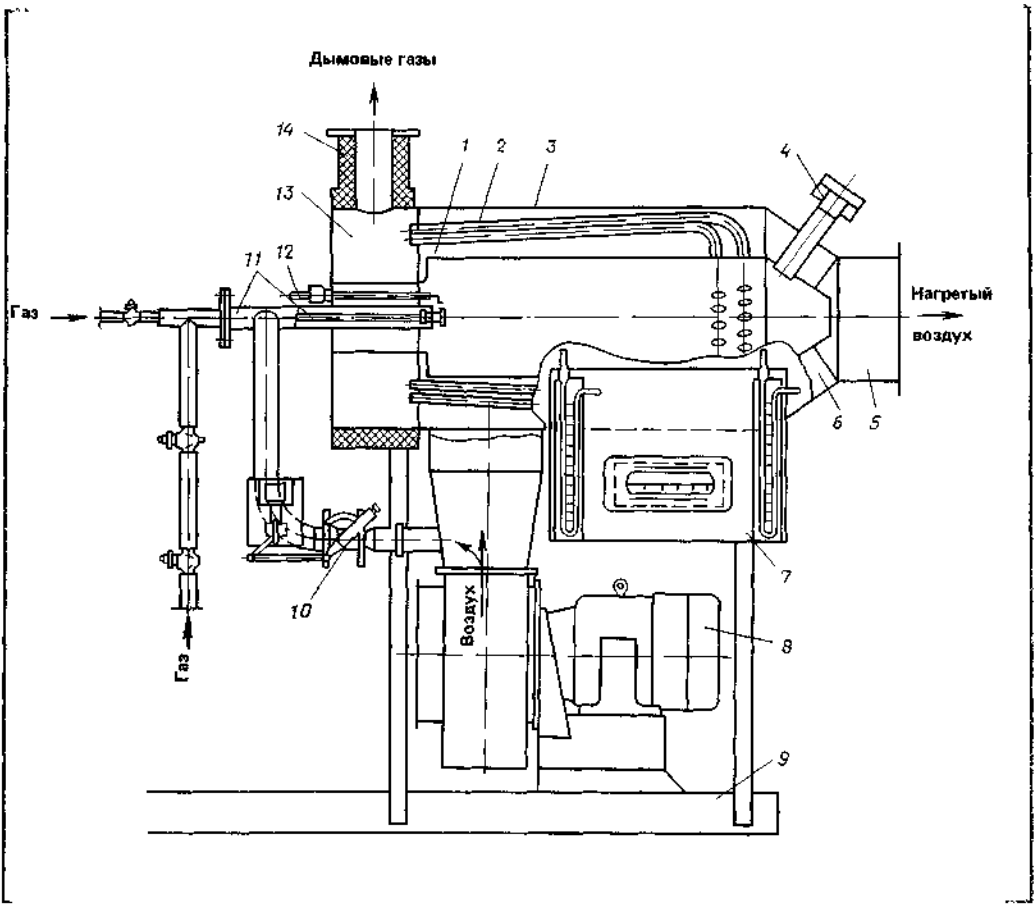


Рис. 19.13. Газовый воздухонагреватель К-50
1— камеры сгорания, *2*— конвективный пучок труб, *3*— корпус, *4*— взрывной предохранительный клапан, *5*— воздушный патрубок, *6*— продольные ребра, *7*— щит для приборов, *8*— вентилятор, *9*— рама, *10*— регулирующая заслонка, *11*— запальная горелка, *12*— запальный электрод, *13*—коллектор, *14*— патрубок

ная и запальная горелки *11* и запальный электрод *12*. На камере сгорания установлен взрывной предохранительный клапан *4*. Для лучшего охлаждения конической части камеры приварены продольные ребра *6*. Воздух подается вентилятором *8*, установленным на раме *9*. Нагреваемый воздух тангенциально подводится к корпусу, что интенсифицирует теплообмен. Нагретый воздух отводится по патрубку *5*. На воздухопроводе установлена регулирующая заслонка *10*, управление которой осуществляется автоматически. На щите *7* расположены показывающие приборы. Автоматика размещена на щите управления.

Воздухонагреватели выпускаются тепловой мощностью 50, 100, 350 и 500 кВт с расходом газа от 7 до 70 м^3/ч; КПД составляет 81...89 %; температура нагрева воздуха 50... ...75 °С; сопротивление воздушного тракта 400...1200 Па; давление газа 6...30 кПа, масса 430...3000 кг.

5. Отопление с помощью инфракрасных излучателей. Горелки инфракрасного излучения целесообразно применять для отопления: а) больших цехов с малым числом рабочих; б) помещений, где люди бывают периодически; в) открытых монтажных и сборочных площадок. При высоте по-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

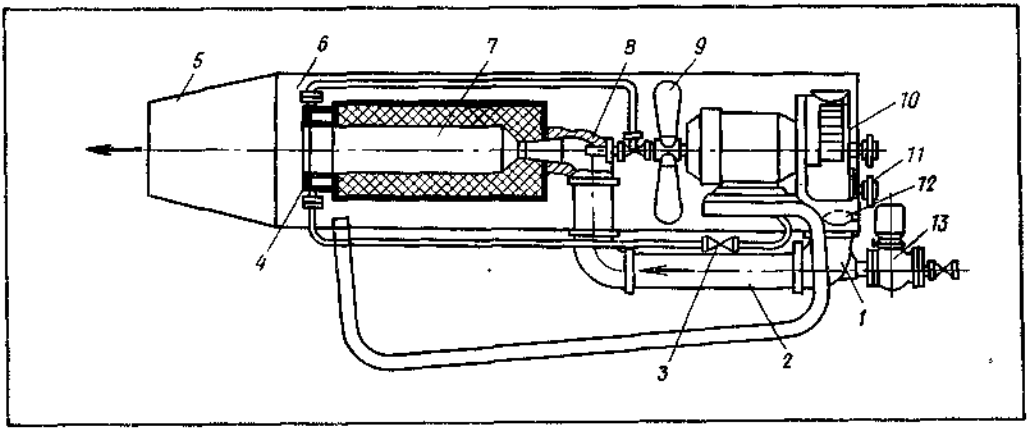


Рис. 19.14. Контактный воздухонагреватель (теплогенератор) УТ-130
1— газовое сопло; *2*— смеситель; *3*— игольчатый вентиль, *4*— испаритель; *5*— конфузор; *6*— камера смешения; *7*— камера сгорания; *8*— форсунки; *9*— осевой вентилятор; *10*— центробежный вентилятор; *11*— шестеренчатый насос; *12*— дроссельная заслонка, *13*— электромагнитный вентиль

мещения более 4 м излучатели устанавливают горизонтально, параллельно полу, при меньшей высоте — под углом. Число излучателей и их мощность подбирают таким образом, чтобы обогрев помещения был равномерным. В невысоких помещениях устанавливают большое число излучателей с меньшей нагрузкой. Для высоких помещений применяют излучатели большей единичной мощности, но в меньшем количестве. Расстояние от излучателей до пола, а также между излучателями определяют по формуле

$$H^2/F \leqslant 0{,}1, \text{ и } a/H \leqslant 1,$$

где H — расстояние от пола до излучателя, м; F — обогреваемая площадь, м^2; a — расстояние между излучателями, м.

6. *Газовые контактные воздухонагреватели.* В отличие от поверхностных теплообменников в контактных воздухонагревателях происходит непосредственный теплообмен при контакте между воздухом и греющей средой (продуктами сгорания). Такой теплообмен обеспечивает высокий КПД, так как в установке отсутствуют потери теплоты с уходящими газами. Основной задачей при разработке контактных воздухонагревателей является создание такого режима горения, при котором в продуктах сгорания отсутствовали бы вредные вещества, т. е. чтобы греющая среда была нетоксичной. Специальные исследования показали, что можно так организовать процесс горения, чтобы концентрация токсичных веществ в продуктах сгорания не превосходила предельных концентраций. В частности, при сжигании газа в туннеле и соблюдении оптимального соотношения между его длиной и диаметром, а также при качественном смешении газа с воздухом продукты сгорания не будут содержать оксида углерода. Для снижения концентрации оксидов азота до допустимого уровня следует сжигать природный газ при величине α от 1,4 до 1,6. Полученную смесь при таком горении можно использовать для отопления цехов предприятий.

Отметим, что оксиды азота оказывают вредное действие на органы дыхания, особенно на легкие. Исследования показали, что при сжигании газа кинетическим способом и смешении продуктов горения с воздухом после завершения горения смесь не будет содержать канцерогенных веществ в недопустимых концентрациях. Канцерогенные вещества способны вызвать раковые заболевания, поэтому их концентрация в смеси не долж-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

на быть более концентрации в наружном воздухе.

Как в СССР, так и за рубежом разработано большое количество контактных воздухонагревателей. В качестве примера приведем лишь один. На рис. 19.14 показан универсальный теплогенератор (УТ-130), рассчитанный для работы на природном газе и жидком топливе. Газ подают в смеситель через сопло, а воздух нагнетают центробежным вентилятором. В смесителе происходит полное перемешивание газа с воздухом. Газовоздушная смесь поступает в огнеупорный туннель, где и сгорает. Продукты сгорания смешиваются с воздухом, подаваемым осевым вентилятором. Температура теплоносителя 80... ...100 °С. Теплогенератор оборудован автоматикой.

Контрольные вопросы

I. Основные свойства газообразного топлива и его транспортирование по магистральным газопроводам.

1. Какие горючие компоненты входят в состав газов, используемых для газоснабжения городов?
2. Каковы предельные нормы содержания вредных примесей в газообразном топливе?
3. Рассчитайте теплоту сгорания газа, имеющего следующий объемный состав: $CH_4 = 95\ \%$; $C_2H_6 = 4\ \%$; $CO_2 = 1\ \%$.
4. Расскажите классификацию природных газов.
5. Где располагаются основные месторождения природного газа Советского Союза?
6. Опишите основные характеристики газовой залежи, образовавшейся в куполообразном подземном пласте.
7. Расскажите, как производят бурение газовой скважины.
8. Нарисуйте схему и расскажите устройство газовой скважины.
9. Что такое явления обратной конденсации и испарения?
10. Что такое кристаллогидраты и каковы условия их образования?
11. Расскажите способы борьбы с образованием кристаллогидратов.
12. Расскажите способы обработки газа на промыслах (осушку, очистку от сероводорода и одоризацию).
13. Нарисуйте схему магистрального газопровода и дайте основные ее характеристики.
14. Как и в каких структурах организуют подземное хранение газа?

II. Построение и характеристики распределительных систем газоснабжения

1. Нарисуйте принципиальную схему распределительной системы газоснабжения крупного города и обоснуйте ее построение.
2. Изложите классификацию газопроводов по давлению.
3. В чем смысл и зачем иерархическое построение распределительной системы газоснабжения?
4. Расскажите условия присоединения различных потребителей к газовым сетям.
5. Какие трубы и арматуру используют для городских газовых сетей?
6. Нарисуйте схему колодца с размещением в нем задвижки.
7. Изложите основные правила прокладки подземных газопроводов.
8. Где применяют надземную прокладку газопроводов и как ее осуществляют?
9. Что такое дюкеры и как они устроены?

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

10. Каковы принципы размещения отключающих устройств на газовых сетях?
11. Изложите основы структурного построения промышленных систем газоснабжения.
12. Проведите экономическую оценку промышленных систем с ГРУ во всех цехах и с ГРП на вводе в промпредприятие.
13. Определите расчетный перепад давления в газовой сети от ГРП на вводе в промпредприятие до горелок агрегатов, если допустимая перегрузка агрегатов составляет 15 %, а минимальная нагрузка сети 60 %.
14. Какова природа почвенной коррозии газопроводов?
15. Как оценить и определить коррозионную активность грунта?
16. Расскажите, в чем состоит пассивная защита от почвенной коррозии.
17. Нарисуйте схему электрического дренажа и изложите принципы его работы.
18. Нарисуйте и охарактеризуйте схемы катодной и анодной защиты.
19. Как определяются капитальные вложения, эксплуатационные издержки и приведенные затраты для элементов системы газоснабжения?
20. Как провести сравнительную экономическую оценку газопроводов различных давлений?
21. Охарактеризуйте системы газоснабжения с ГРП, КРП и ДРП.
22. Изложите постановку задачи технико-экономического расчета оптимального радиуса действия ГРП.
23. Обоснуйте характер зависимостей капитальных вложений в сети высокого и низкого давлений и ГРП от радиуса действий ГРП.
24. Изложите постановку задачи и составьте систему уравнений для технико-экономического расчета диаметров тупиковой разветвленной газовой сети.
25. В чем заключаются испытания газопроводов при приемке их в эксплуатацию?
26. Как осуществляют присоединение газопроводов к действующим сетям?
27. В чем состоит приборный контроль состояния подземных газопроводов?
28. К чему сводятся главные положения техники безопасности при эксплуатации системы газоснабжения?

III. Потребление газа

1. Рассчитайте газовое потребление газа городом на коммунально-бытовые и отопительные нужды с населением в 100 тыс. чел. Расчет произведите по программам, которые составьте для микрокалькулятора.
2. Расскажите характерные особенности режима потребления газа в течение года.
3. Изобразите и проанализируйте годовой график потребления газа.
4. Дайте определение основных показателей сезонной неравномерности потребления газа и изложите методику их расчета.
5. Изобразите график потребления газа по часам суток и прокомментируйте его.
6. Постройте график расхода газа на отопление зданий в зависимости от длительности стояния наружных температур для января района Киева.
7. Изложите принцип расчета аккумулирующей емкости хранилища, необходимой для выравнивания суточного графика.
8. Дайте характеристику и оценку методам регулирования сезонной неравномерности потребления газа.
9. Сформулируйте понятие числа часов использования максимума и изложите методику определения максимально-часовых расходов, базирующуюся на этом понятии.
10. Обоснуйте вероятностную природу понятия коэффициента одновременности.
11. Изложите методику определения максимально-часовых расходов по коэффициентам одновременности.
12. Объясните достоинства методики определения максимально-часовых расходов по коэффициентам неравномерности.

IV. Гидравлический расчет и режим газовых сетей

1. Выведите уравнение для расчета потерь давления в газопроводах с учетом изменения плотности газа.
2. Дайте физическое толкование и выведите зависимость для определения дополнительного избыточного давления в вертикальных газопроводах.
3. Изложите постановку задачи гидравлического расчета тупиковых разветвленных газовых сетей. Обоснуйте причины возникновения задачи экономического

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

расчета диаметров газопроводов.
4. Обоснуйте необходимость использования понятий надежности систем при постановке задачи гидравлического расчета кольцевых газовых сетей.
5. Скомпонуйте кольцевую газовую сеть низкого давления, обеспечивающую подачу газа по контурам трех прямоугольных кварталов, размерами: 0,3×0,5, 0,4×0,4, 0,3×0,4 км. Определите путевые, транзитные и расчетные расходы газа для всех участков сети при условии, что сеть питается газом в одной точке и удельный расход газа составляет 25 $м^3/(ч \cdot га)$.
6. Составьте блок-схему расчета диаметра участка сети низкого давления при известных: расходе газа, потерях давления и длине участка.
7. Составьте алгоритм гидравлического расчета тупиковой разветвленной газовой сети.
8. Составьте систему уравнений и выведите расчетные зависимости для определения контурных увязочных расходов на примере двухкольцевой сети низкого давления.
9. Прокомментируйте алгоритм увязки кольцевой сети низкого давления.
10. Изложите принципы проектирования и расчета кольцевой сети низкого давления с тупиковыми ответвлениями.
11. Изложите методику гидравлического расчета однокольцевой сети высокого давления с учетом надежности.
12. Каковы особенности расчета многокольцевых сетей высокого давления с учетом надежности?
13. Изложите методику определения расчетных перепадов давления для сети низкого давления и определите их при использовании природного газа.
14. Постройте зависимость изменения давления газа перед приборами жилых домов от относительной нагрузки сети.
15. Проанализируйте целесообразность перенастройки регуляторов давления сетевых ГРП в зависимости от нагрузки. Как рассчитать сезонную перенастройку?

V. Регуляторы давления и газорегуляторные станции

1. Каковы условия равновесия регулятора давления и объекта регулирования?
2. Расскажите, как протекает процесс восстановления равновесия в системе: регулятор давления — объект регулирования (газовая сеть) после скачкообразного изменения потребления газа при: *а* — астатическом регуляторе; *б* — статическом регуляторе.
3. Нарисуйте схемы и дайте характеристики регулирующих клапанов.
4. Как изменяется перестановочная сила, развиваемая мембраной с ее ходом?
5. Нарисуйте схемы и расскажите работу регуляторов давления:
а) РДК, б) РД, в) РДУК, г) РД ВНИИГаза, д) РДУ ВНИИПИГаздобыча.
6. Рассчитайте пропускную способность регулятора РД-20-5 при начальном давлении (избыточном) 50 кПа и давлении у потребителя 5 кПа.
7. Рассчитайте пропускную способность регулятора РД-50-64 при начальном давлении (избыточном) 9,5 МПа и конечном — 0,6 МПа.
8. Нарисуйте и расскажите технологическую схему: а) ГРП, б) ГРУ.
9. Каковы пределы настройки ПКС и ПКЗ?
10. Расскажите способы измерения расхода газа.
11. Расскажите, в чем состоит расчет технологической схемы ГРП?
12. Нарисуйте схему и расскажите работу газораспределительной станции (ГРС).
13. В чем принципы автоматической защиты на ГРС?
14. Рассчитайте величину необходимого подогрева газа на ГРС, если начальное давление газа (избыточное) 3 МПа, точка росы газа 0 °С, а конечное давление 0,6 МПа.
15. Сформулируйте принципы управления технологическими процессами распределения газа.
16. Объясните схему построения АСУ ТП газоснабжения.

VI. Надежность распределительных систем газоснабжения

1. Каковы основные пути повышения надежности систем газоснабжения?
2. Напишите функцию надежности и дайте ее толкование.
3. Разъясните применительно к системам газоснабжения понятия долговечности и ремонтопригодности.
4. Выведите зависимость, определяющую понятие «интенсивность отказов».

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

5. Охарактеризуйте пуассоновский поток отказов.
6. Что такое параметр потока отказов и коэффициент готовности?
7. Сформулируйте понятия отказа элемент сети и отказа сети.
8. Дайте классификацию повреждений и отказов элементов газовой сети.
9. Обоснуйте расчетные значения параметров потоков отказов газопроводов и отключающих устройств.
10. Что такое показатели качества функционирования и надежности газовой сети?
11. Изобразите схему кольца газовой сети, состоящего из четырех секционированных участков, имеющего одну точку питания с нагрузками участков: Q_1, Q_2, Q_3 и Q_4. Напишите граф состояний этой системы.
12. Напишите переходные вероятности из одного состояния в другое.
13. Напишите дифференциальные уравнения для всех состояний системы по п. 11.
14. Проведите вывод показателя надежности из дифференциальных уравнений по п. 13.
15. Изложите последовательность расчета показателя надежности для тупиковой разветвленной газовой сети.
16. Составьте блок-схему расчета показателя надежности тупиковой разветвленной сети на примере сети, состоящей из пяти участков с заданными расходами газа для каждого участка.
17. Изложите особенности расчета показателя надежности для кольцевой газовой сети.
18. Изложите систему показателей надежности, подлежащих нормированию.

VII. Системы снабжения потребителей сжиженными углеводородными газами

1. Обоснуйте достоинства сжиженных углеводородных газов при использовании их для газоснабжения городов и поселков.
2. Объясните диаграмму состояния пропана (бутана) и изобразите на ней термодинамические процессы, протекающие в газобаллонной установке.
3. Каковы основные характеристики технических смесей пропана и бутана по ГОСТу?
4. Как рассчитать мольный состав газовой смеси по ее массовому составу?
5. Как рассчитать мольный состав жидкой смеси по ее объемному составу?
6. Напишите и дайте физическое толкование объединенному закону Дальтона-Рауля.
7. Постройте диаграмму состояния для смеси пропана-н-бутана при температуре 5 °С.
8. Рассчитайте состав паровой фазы и давление смеси, находящейся в баллоне при температуре 15 °С, если мольный состав жидкой фазы следующий: пропан 0,8 изобутан 0,2.
9. Изложите последовательность расчета двухфазной системы.
10. В чем состоят функциональные задачи и каков состав ГНС?
11. Каковы характеристики хранилища сжиженных газов на ГНС?
12. Изложите термодинамические особенности процесса перелива сжиженного газа.
13. Расскажите способы перелива сжиженного газа из железнодорожных цистерн в емкости хранилища.
14. Расскажите технологическую схему ГНС и основные процессы перемещения сжиженных газов ГНС.
15. Расскажите устройство газовых баллонов и газобаллонных установок и дайте их основные характеристики.
16. Нарисуйте схему резервуарной установки с естественным испарением и объясните ее работу.
17. Нарисуйте схему и объясните работу испарительного отделения резервуарной установки.
18. Каковы особенности установок газовоздушных смесей?

VIII. Теоретические основы сжигания газа

1. Рассчитайте состав продуктов сгорания и теоретическую температуру сгорания для газа со следующим объемным составом: $CH_4 = 90\ \%$; $C_2H_6 = 9\ \%$; $CO_2 = 1\ \%$.
2. Сформулируйте понятие и напишите уравнение для скорости химических реакций.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

3. Напишите уравнение для скорости бимолекулярной реакции.
4. Напишите закон Аррениуса и дайте его физическое толкование.
5. В чем физический смысл понятия «энергия активации»?
6. Напишите цепную реакцию горения водорода и на ее примере изложите основные положения теории цепных реакций Н. Н. Семенова.
7. Изложите сущность теории цепного взрыва Н. Н. Семенова.
8. Изложите процесс самовоспламенения по Н. Н. Семенову и выведите уравнение для температуры самовоспламенения.
9. Изложите процесс вынужденного зажигания.
10. Что такое концентрационные пределы воспламенения?
11. Изложите процесс распространения пламени в трубе, заполненной горючей смесью.
12. Сформулируйте понятие нормальной скорости распространения пламени.
13. Выведите зависимость для нормальной скорости распространения пламени из рассмотрения остановленного фронта пламени в потоке газовоздушной смеси.
14 Как экспериментально определить нормальную скорость распространения пламени.
15. Расскажите основные характеристики пламени на горелке Бунзена.
16. Что такое проскок и отрыв пламени?
17. Изложите процесс стабилизации пламени на горелке Бунзена.
18. Изложите процесс распространения пламени в турбулентном потоке.
19. В чем состоят основы теории критического градиента Льюиса и Эльбе.
20. Как рассчитать предельные скорости проскока и отрыва пламени?
21. Расскажите способы стабилизации пламени и дайте характеристики стабилизаторов.
22. Нарисуйте схему диффузионного пламени и поля концентраций газов в его сечении.
23. Какова зависимость длины диффузионного пламени от скорости?
24. Изложите процесс образования оксидов азота при сжигании газа.

IX. Газовые горелки и их расчет

1. Дайте классификацию газовых горелок.
2. Как организуют смесеобразование в газовых горелках?
3. В чем состоят основные методы снижения концентрации оксидов азота в продуктах горения?
4. Расскажите устройство и принцип работы горелки инфракрасного излучения.
5. Нарисуйте схему блочной эжекционной горелки Промэнергогаза и расскажите принцип ее работы.
6. Нарисуйте и расскажите работу туннельной эжекционной горелки.
7. Как стабилизируется пламя на горелке с пластинчатым стабилизатором?
8. Нарисуйте горелку атмосферного типа и расскажите ее работу.
9. Нарисуйте и расскажите работу горелки турбулентного смешения конструкции Теплопроекта.
10. Нарисуйте и расскажите принцип работы газомазутной горелки, предназначенной для котлов типа ДКВР.
11. Нарисуйте принципиальную схему и расскажите организацию процесса горения у плоскопламенных горелок АН УССР.
12. Рассчитайте необходимое давление газовоздушной смеси в головке атмосферной горелки, если она имеет цилиндрические выходные каналы диаметром 6 мм и длиной 12 мм.
13. Изобразите схему давлений эжекционного смесителя для атмосферной горелки и расскажите принцип ее работы.
14. Составьте систему уравнений для эжекционного смесителя и проанализируйте решение.
15. Как определить оптимальные размеры эжектора?
16. Составьте алгоритм конструктивного расчета атмосферной горелки.
17. Как определить параметры атмосферной горелки, спроектированной для природного газа, если ее надо использовать для пропана?
18. Составьте алгоритм и блок-схему для определения давления в головке туннельной эжекционной горелки.
19. Изобразите схему давлений и изложите принцип работы эжекционного смесителя с большой скоростью эжекции.
20. Проанализируйте характеристическое уравнение эжектора с большой скоростью эжекции.
21. Составьте алгоритм расчета эжекционной горелки среднего давления.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

22. Как рассчитать воздушный тракт горелки турбулентного смешения с закрученным потоком воздуха?
23. Изложите порядок расчета отверстий для выхода струек газа для горелки с периферийной подачей газа.
24. Составьте алгоритм расчета горелки с периферийной подачей газа.
25. Изложите порядок расчета подовой горелки.

X. Газооборудование агрегатов и газоснабжение зданий

1. Как газогорелочные устройства целесообразно использовать для чугунных отопительных котлов?
2. Каковы основные требования к расположению атмосферных горелок в топках чугунных котлов?
3. Каково газооборудование котлов типа ПТВМ?
4. Изложите основные характеристики газооборудования котлов КВ-ГМ.
5. Изложите принципы выбора и расположения газовых горелок на камерных печах.
6. Какие газовые горелки целесообразно применять для туннельной печи при обжиге кирпича? Как их следует расположить?
7. Как организуется процесс сжигания газа во вращающейся цементной печи, оборудованной вихревой горелкой ГВП?
8. Изложите принципы составления теплового баланса для промышленной печи.
9. В чем состоят принципы обвязки газопроводами агрегата при оборудовании его эжекционными горелками низкого давления?
10. Нарисуйте и объясните схему газопроводов агрегата, оборудованного дутьевыми горелками.
11. В чем состоят главные задачи автоматизации газоиспользующих агрегатов?
12. Расскажите устройство внутридомовых газопроводов.
13. Рассчитайте диаметр газового ввода в жилое пятиэтажное здание, если от этого ввода на каждом этаже газ подается по газопроводам к плите и проточному водонагревателю двухкомнатной квартиры.
14. Расскажите организацию сжигания газа в горелках четырехконфорочной плиты с духовым шкафом.
15. Расскажите устройство проточного водонагревателя.
16. Каковы условия установки газовых приборов в жилых зданиях.
17. Изложите принцип расчета дымоходов, по которым отводятся продукты сгорания от водонагревателей.
18. Дайте классификацию основных видов газового отопления.
19. Расскажите устройство газового воздухонагревателя.
20. В чем заключается принцип работы контактного воздухоподогревателя.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Список литературы

Абрамов Н. Н. Водоснабжение — М.: Стройиздат, 1974.— 476 с.

Абрамов Н. Н. Теория и методика расчета систем подачи и распределения воды.— М.: Стройиздат, 1972.— 284 с.

Баясанов Д. Б., Ионин А. А. Распределительные системы газоснабжения.— М.: Стройиздат, 1977.— 406 с.

Берхман Е. И. Экономика систем газоснабжения.— М.: Недра, 1975.— 285 с.

Борисов С. Н., Даточный В. В. Гидравлический расчет газопроводов.— М.: Недра, 1972.— 109 с.

Гнеденко Б. В., Беляев Ю. К., Соловьев А. Д. Математические теории и методы надежности.— М.: Наука, 1965.— 523 с.

Делягин Г. Н., Лебедев В. И., Пермяков Б. А. Теплогенерирующие установки.— М.: Стройиздат, 1986.—560 с.

Ионин А. А. Основы расчета эжекционных газовых горелок.— М.: Гостоптехиздат, 1963.—151 с.

Ионин А. А., Алибеков К. С., Жиля В. А., Затикян С. С. Надежность городских систем газоснабжения.— М.: Стройиздат, 1980.—230 с.

Ионин А. А., Фастов Л. М. Технико-экономическое обоснование схем промышленного газоснабжения//Экономика, организация и управление в газовой промышленности, ВНИИГазпром.— М., 1971.—№ 11.

Иссерлин А. С. Основы сжигания газового топлива.— Л.: Недра, 1980.— 210 с.

Каменев П. Н., Сканави А. Н., Богословский В. Н., Егиазаров А. Г., Щеголов В. П. Отопление и вентиляция. Ч. 1.— М.: Стройиздат, 1975.— 478 с.

Кнорре Г. Ф. и др. Теория топочных процессов.— М.: Энергия, 1966.—491 с.

Левин А. М. Принципы рационального сжигания газа.— Л.: Недра, 1977.— 246 с.

Михеев В. П., Медников В. П. Сжигание природного газа.— М.: Недра, 1975.— 390 с.

Основы практической теории горения/Под ред. В. В. Померанцева.—Л.: Энергоиздат, 1986.—309 с.

Сигал И. Я. Защита воздушного бассейна при сжигании топлива.— Л.: Недра, 1977.—148 с.

Спейшер В. А. Сжигание газа на электростанциях и в промышленности.— М.: Энергия, 1967.— 206 с.

Стаскевич Н. Л., Вигдорчик Д. Я. Справочник по сжиженным углеводородным газам.— Л.: Недра, 1986.— 542 с.

Федоров Н. А. Техника и эффективность использования газа.— М.: Недра, 1983.— 283 с.

Фурман И. Я. Регулирование неравномерности газопотребления.— М.: Недра, 1973.— 198 с.

Хитрин Л. Н. Физика горения и взрыва.— М.: Изд-во МГУ, 1957.— 442 с.

Шорин С. Н. Теплопередача.— М.: Высшая школа, 1964.— 489 с.

Щетинков Е. С. Физика горения газов.— М.: Наука, 1965.— 739 с.

Щелкин К. И., Трошин Я. К. Газодинамика горения.— М.: Изд-во АН СССР, 1963.— 254 с.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Предметный указатель

Автоматизация газоиспользующих установок 399
Алгоритм расчета
— — головки горелки 356, 362
— — горелки 357
— — — турбулентного смешения 378
— — — эжекционной среднего давления 371
— — нерезервированной сети 201
— — резервированной сети 204
— — тупиковой сети 93
— увязки кольцевой сети 107

Баланс печи тепловой 394
Баллоны для сжиженного газа 257

Выбор газовых горелок для
— — — — котлов 382
— — — — промышленных печей 388
Вынужденное зажигание 283

Газовая скважина 11
Газовое отопление 419
Газовые
— водонагреватели 410
— воздухонагреватели 424, 426
— камины 419
— месторождения 9
— отопительные печи 421
— плиты 407
— приборы 406
Газонаполнительные станции 250
Газоносные пласты 9
Газообразное топливо 4
Газопроводы внутридомовые 401
— — на котлах и печах 396
Газораспределительные станции 167
Газорегуляторные пункты
— — объектовые 164
— — расчета 166
— — сетевые 156
Газохранилища 19
Газы конденсатных месторождений 13
Гидравлическая проводимость 130
Гидравлический расчет
— — диаметров 72
— — линейных потерь 74
— — местных потерь 75
— — постановки задачи 81
— — сети 93, 104, 117
Гидравлический режим сети низкого давления 132
Гидравлическое сопротивление 130
Горелки
— атмосферного типа 327
— без огнеупорных насадков 325
— блочные эжекционные Промэнергогаза 322
— газомазутные 336
— диффузионного типа 339
— инфракрасного излучения 320
— многоструйные Мосгазпроекта 334
— плоскопламенные 342
— пылегазовые Мосэнерго 336
— с огнеупорными насадками 319
— с пластинчатыми стабилизаторами 326
— турбулентного смешения Теплопроекта 333
— эжекционные Ленинжпроекта 324
Городские системы газоснабжения 21
Граф
— дерева 81
— сети 81
— состояний системы 191
График потребления газа
— — — годовой 51
— — — суточный 58

Диффузионное пламя 307

Задвижки 32
Закон
— Аррениуса 273
— Дальтона 242
— Михельсона 292
— Пуассона 187
— Рауля 244
Законы Кирхгофа 85

Изоляция газопроводов 41
Интенсивность отказов 184
Искусственные газы 6
Испарительные установки 262
Испытания газопроводов 228

Капитальные вложения 210
Клапаны регуляторов давления 139
Классификация
— газовых горелок 313
— газопроводов по давлению 22
— отказов 188
— печей строительной индустрии 388
— промышленных систем 223
— регуляторов давления 139
— систем газоснабжения по давлению 23
Колонны обсадных труб 11
Контроль состояния газопроводов 232
Коррозионная активность грунта 40
Коррозия газопроводов 38
Коэффициент
— готовности 187
— местных сопротивлений 80
— месячной неравномерности 50
— одновременности 66
— трения 74
— турбулентного обмена 299
— часовой неравномерности 58
Краны 29
Кристаллогидраты 16
Критический градиент 301

Линзовый компенсатор 32

Магистральные газопроводы 17
Мембраны регуляторов давления 141

Надземные газопроводы 35
Неравномерность потребления газа
— — — сезонная 51
— — — часовая 58
— — — регулирования 59
Нормальная скорость распространения пламени 286
Нормальное распространение пламени 285
Нормы потребления газа 45

Образование оксидов азота 311, 316
Обслуживание газопроводов 232
Одоризация газа 17
Оптимальный радиус действия ГРП 214
Осушка газа 16
Очистка газа от сероводорода 16

Параметр потока отказов 186
Пересечение газопроводами препятствий 36
Пересчет состава газовых смесей 242
Период индукции 279, 283, 289
Печи
— вращающиеся 392
— камерные 390
— туннельные 389
Пределы воспламенения 285
Приведенные затраты 210
Природные газы 6
Присоединение газопроводов 231

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Промывочный раствор 10
Подземные газопроводы 34
Подогрев газа на ГРС 172
Показатели надежности 190
Построение графика расхода газа на отопление 53
Потребление газа на
— — — отопление и вентиляцию зданий 48
— — — горячее водоснабжение 48
Пульсационная скорость 298

Распространение пламени в
— — — ламинарном потоке 291
— — — турбулентном потоке 297
Расчет
— аккумулирующей емкости 58
— внутридомовых газопроводов 402
— головки атмосферной горелки 344
— горелки в туннеля 358
— горелки турбулентного смешения 372
— горелки конструктивной 353, 369
— двухфазной системы 248
— дымоходов 416
— кольцевой сети с тупиковыми ответвлениями 106
— многокольцевой сети высокого давления 125
— надежности 196
— одно кольцевой сети высокого давления 117
— параметров горелки 355, 370
— подовых горелок 380
— потокораспределения в кольцевых сетях 98
— потребления газа 44
— предельных скоростей отрыва 303
— — — — проскока 302
— продуктов сгорания 268
— промышленных газопроводов 225
— пропускной способности регуляторов давления 150
— эжекционной горелки среднего давления 366
— эжекционного смесителя 350, 362
Расчетные
— перепады давления 130
— расходы газа
— — — для внутридомовых газопроводов 65
— — — — участков с путевой нагрузкой 90
Реакции
— гетерогенные 273
— гомогенные 273
Регулирование давления газа 135
Регуляторы давления
— РДК 142
— РД 144
— РДУК 145
— РД ВНИИГаза 147
— РДУ ВНИПИГаздобыча 147
Режим
— газовых месторождений 9
— потребления газа 50
Резервуары сжиженного газа 259
Ремонт газопроводов 232

Сжиженные газы, состав 241
Система защиты ГРС 168
Скорость
— движения фронта пламени 286
— отрыва пламени 295
— проскока пламени 296
— турбулентного распространения пламени 297
— химических реакций 272
Смесеобразование 314
Стабилизаторы пламени 304
Стабилизация пламени на горелке Бунзена 295

Теория
— Б Льюиса и Т Эльбе 301
— теплового взрыва Семенова 281
— цепного взрыва Семенова 278
— цепных реакций Семенова 275
Температура
— калориметрическая 270
— сгорания 268
— самовоспламенения 281
Теплоемкость газов 270
Техника безопасности при эксплуатации 234, 400
Трубы газопроводов 27
Тягопрерыватель 410

Управление технологическими режимами 175
Уравнение состояния 72
Установка
— газовых приборов 413
— отключающих устройств 37
Установка газовоздушных смесей 265

Физические характеристики газов 4
Функция
— надежности 182
— распределения 181

Цепная реакция горения водорода 276
Цикломатическое число 82

Число
— Рейнольдса 74
— часов использования максимума 61

Эквивалентная шероховатость 75
Экономические диаметры 218
Эксплуатационные издержки 211
Эксплуатация газоиспользующих установок 400
Электрическая защита газопроводов 42
Энергия активации 273

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Оглавление

Предисловие 3

Раздел I. Горючие газы. Добыча и транспортирование природного газа . . 4

Глава 1. Горючие газы, используемые для газоснабжения городов и промышленных предприятий 4

1.1. Основные свойства и состав газообразного топлива 4
1.2. Природные газы 6
1.3. Искусственные газы 6

Глава 2. Добыча и обработка природного газа 9

2.1. Газовые месторождения 9
2.2. Добыча газа 10
2.3. Газы конденсатных месторождений 13
2.4. Обработка природного газа 15

Глава 3. Транспортирование газа на большие расстояния. 17

3.1. Схема магистрального газопровода 17
3.2. Хранилища газа 19

Раздел II. Распределительные системы газоснабжения 21

Глава 4. Городские системы газоснабжения 21

4.1. Схемы городских систем газоснабжения 21
4.2. Трубы, арматура и оборудование газопроводов 27
4.3. Устройство наружных газопроводов 34
4.4. Защита газопроводов от коррозии 38

Глава 5. Потребление газа 44

5.1. Расчет годового потребления газа городом 44
5.2. Режим потребления газа 50
5.3. Регулирование неравномерности потребления газа 59
5.4. Определение расчетных расходов газа 61

Глава 6. Гидравлический расчет газовых сетей 71

6.1. Определение потерь давления в газопроводах 71
6.2. Основные характеристики газовых сетей. Постановка задачи расчета 81
6.3. Расчетная схема отдачи газа из сети. Предварительное распределение потоков 87
6.4. Гидравлический расчет тупиковых разветвленных газовых сетей . . . 93
6.5. Гидравлический расчет кольцевых газовых сетей 98
6.6. Расчет кольцевых газовых сетей низкого давления 104
6.7. Расчет кольцевых газовых сетей высокого (среднего) давления . . . 117
6.8. Особенности расчета многокольцевых газовых сетей высокого (среднего) давления 125
6.9. Гидравлические режимы газовых сетей 128

Глава 7. Регулирование давления газа в городских сетях 135

7.1. Регулирование давления газа. Классификация регуляторов давления 135
7.2. Дроссельные органы регуляторов давления. Приводы дроссельных органов 139
7.3. Регуляторы давления 142
7.4. Расчет пропускной способности регуляторов давления 150

Глава 8. Газорегуляторные станции 154

8.1. Размещение газорегуляторных пунктов и установок 154
8.2. Газорегуляторные пункты 156
8.3. Газораспределительные станции 167
8.4. Подогрев газа на ГРС 172
8.5. Управление гидравлическими режимами и технологическими процессами распределения газа 175
8.6. АСУ ТП газоснабжения 177

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Глава 9 Надежность распределительных систем газоснабжения 178

9 1 Основные понятия Критерии надежности 178
9 2 Отказы восстанавливаемых элементов Поток отказов 185
9 3 Показатели надежности распределительных систем газоснабжения 190
9 4 Расчет надежности нерезервированных и резервированных газовых сетей 196
9 5 Алгоритм расчета нерезервированной газовой сети (тупиковой разветвленной) 204
9 6 Алгоритм расчета резервированной кольцевой газовой сети 209
9 7 Нормирование основного показателя надежности газовой сети $R_{сг}(t)$ 209
9 8 Оценка надежности газоснабжения отдельных потребителей 210

Глава 10 Технико-экономический расчет газовых сетей 210

10 1 Технико экономическое обоснование схем городских газовых сетей 218
10 2 Технико экономический расчет тупиковых газовых сетей низкого давления 221

Глава 11 Промышленные системы газоснабжения 221

11 1 Устройство промышленных систем газоснабжения Их классификация 224
11 2 Одноступенчатые промышленные системы 226
11 3 Двухступенчатые промышленные системы 228

Глава 12 Эксплуатация систем газоснабжения Техника безопасности 228

12 1 Испытание газопроводов и прием их в эксплуатацию 231
12 2 Присоединение газопроводов к действующим газовым сетям Продувка газопроводов 232
12 3 Обслуживание и ремонт газопроводов 233
12 4 Эксплуатация газорегуляторных пунктов 234
12 5 Техника безопасности при эксплуатации газовых сетей 235

Глава 13 Системы снабжения потребителей сжиженными углеводородными газами 235

13 1 Основные свойства сжиженных углеводородных газов 250
13 2 Газонаполнительные станции 257
13 3 Установки сжиженных углеводородных газов у потребителей 268

Раздел III Использование газа 268

Глава 14 Теоретические основы сжигания газа 268

14 1 Расчет продуктов сгорания 268
14 2 Определение температуры сгорания 272
14 3 Скорость химических реакций 275
14 4 Кинетика цепных реакций 279
14 5 Тепловое воспламенение 283
14 6 Вынужденное зажигание и границы воспламенения газовоздушных смесей в зависимости от концентрации в них горючего 285

Глава 15 Горение газа в потоке 291

15 1 Нормальное распространение пламени 297
15 2 Распространение пламени в ламинарном потоке 301
15 3 Распространение пламени в турбулентном потоке 307
15 4 Устойчивость горения и стабилизация пламени 310
15 5 Диффузионное пламя 313
15 6 Образование токсичных веществ при сжигании газа

Глава 16 Газовые горелки и их основные характеристики

16 1 Классификация газовых горелок
16 2 Методы снижения концентраций оксидов азота в продуктах горения применяемые при проектировании газогорелочных и топочных устройств
16 3 Горелки полного предварительного смешения газа с воздухом
16 4 Горелки предварительного смешения газа с частью воздуха необходимого для горения
16 5 Горелки с незавершенным предварительным смешением газа с воздухом
16 6 Горелки без предварительного смешения газа с воздухом

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Глава 17. Расчет газовых горелок 344

17.1. Расчет атмосферных горелок 344
17.2. Расчет эжекционных горелок полного предварительного смешения газа с воздухом среднего давления 358
17.3. Расчет турбулентных и подовых горелок 372

Глава 18. Газооборудование отопительных котлов и промышленных печей строительной индустрии 382

18.1. Выбор газогорелочных устройств и их установка на отопительных котлах 382
18.2. Выбор и установка газогорелочных устройств на промышленных печах строительной индустрии 388
18.3. Схемы обвязочных газопроводов на котлах и в печах 396
18.4. Основные задачи автоматизации газоиспользующих установок . . . 399
18.5. Эксплуатация газоиспользующих агрегатов. Техника безопасности 400

Глава 19. Газоснабжение зданий 401

19.1. Устройство внутридомовых газопроводов 401
19.2. Расчет внутридомовых газопроводов 402
19.3. Газовые приборы 406
19.4. Установка газовых приборов 413
19.5. Отвод продуктов сгорания 414
19.6. Газовое отопление 419

Контрольные вопросы 427
Список литературы 433
Предметный указатель 434

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Приложение

Соотношение между некоторыми единицами, выраженными в международной системе (СИ) и технической системе

Наименование	Единицы измерения		Соотношения между единицами
	в системе СИ	в технической системе	
Масса	килограмм, кг	техн ед массы, $кгс \cdot с^2/м$	1 кг=0,102 $кгс \cdot с^2/м$ 1 $кгс \cdot с^2/м$=9,81 кг
Сила	ньютон, Н	кгс	1 Н=0,102 кгс 1 кгс=9,81 Н
Давление	паскаль, Па	$кгс/м^2$	1 Па=0,102 $кгс/м^2$=0,102 мм вод ст. 1 $кгс/м^2$=1 мм вод ст=9,81 Па 1 мм рт ст=133 Па 1 кПа=102 мм вод ст 1 МПа=10,2 $кгс/см^2$ 1 $кгс/см^2$=0,0981 МПа
Количество энергии, работы, теплоты	джоуль, Дж	кгс·м, ккал	1 Дж=0,102 кгс·м=$0,239 \cdot 10^{-3}$ ккал 1 кгс·м=9,81 Дж 1 ккал=427 кгс·м=4187 Дж=4,187 кДж
Мощность	ватт, Вт	кгс·м/с	1 Вт=0,102 кгс·м/с=$1,36 \cdot 10^{-3}$ л с=0,86 ккал/ч 1 кгс·м/с=9,81 Вт=$13,33 \cdot 10^{-3}$ л с=8,435 ккал/ч 1 ккал/ч=1,163 Вт
Удельная теплоемкость	джоуль на килограмм-кельвин, $\frac{Дж}{кг \cdot К}$	$\frac{ккал}{кгс \cdot град}$	$1 \frac{кДж}{кг \cdot К}=0,239 \frac{ккал}{кгс \cdot град}$ $1 \frac{ккал}{кгс \cdot град}=4,187 \frac{кДж}{кг \cdot К}$
Коэффициент теплообмена и теплопередачи	ватт на квадратный метр-кельвин, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$\frac{ккал}{м^2 \cdot ч \cdot град}$	$1 \frac{Вт}{м^2 К}=0,86 \frac{ккал}{м^2 \cdot ч \cdot град}$ $1 \frac{ккал}{м^2 \cdot ч \cdot град}=1,163 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$
Коэффициент теплопроводности	ватт на метр-кельвин, $\frac{Вт}{м \cdot К}$	$\frac{ккал}{м \cdot ч \cdot град}$	$1 \frac{Вт}{м \cdot К}=0,86 \frac{ккал}{м \cdot ч \cdot град}$ $1 \frac{ккал}{м \cdot ч \cdot град}=1,163 \frac{Вт}{м \cdot К}$
Динамическая вязкость	ньютон-секунда на квадратный метр, $\frac{Н \cdot с}{м^2}$	$\frac{кгс \cdot с}{м^2}$	$1 \frac{Н \cdot с}{м^2}=0,102 \frac{кгс \cdot с}{м^2}$ $1 \frac{кгс \cdot с}{м^2}=9,81 \frac{Н \cdot с}{м^2}$

Нормальные физические условия:
P=101·3 кПа, t=0 °С

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Учебное издание

Ионин Александр Александрович

ГАЗОСНАБЖЕНИЕ

Мл. редактор *Т. В. Большакова*
Технический редактор *Л. Ю. Калева*
Корректоры *Г. А. Кравченко, Г. Г. Морозовская*
ИБ № 4265

Сдано в набор 25.02.88 Подписано в печать 26.01.89 Т-07622. Формат 70×100/16 Бум. Книжно-журнальная. Гарнитура «Литературная». Печать офсетная. Усл. печ. л. 35,47 Усл. кр.-отт. 70,94. Уч.-изд. л. 38.08. Тираж 32 300 экз. Изд. № АI-1700 Заказ 1052. Цена 1 р. 80 к.

Стройиздат 101442. Москва, Каляевская, 23а

Московская типография № 4 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
129041, Москва, Б. Переяславская ул., 46.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/