

В. В. БАТУРИН

# ОСНОВЫ ПРОМЫШЛЕННОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

ЧЕТВЕРТОЕ,  
СОКРАЩЕННОЕ ИЗДАНИЕ



Москва  
ПРОФИЗДАТ — 1990





В книге рассматриваются методы обработки воздуха, аэродинамические основы организации воздухообмена и характеристика различных производственных вредностей, излагается теория основных приемов вентилирования. Кроме того, сообщаются руководящие сведения, необходимые для конструктивной разработки различных вентиляционных устройств.

В настоящем издании книги исключены материалы, не являющиеся собственными исследованиями автора.

Книга предназначена для инженеров и техников по вентиляции, научных работников, технических инспекторов центральных комитетов профсоюзов.

*Батурин Владимир Васильевич*

## ОСНОВЫ ПРОМЫШЛЕННОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

Ответственные за выпуск А. М. Попова, Л. В. Кузьмина  
 Редактор В. С. Хабарова  
 Художественный редактор Р. А. Адагамов  
 Технический редактор Л. Н. Никиткина  
 Корректоры Э. И. Бабаченко, О. Н. Замчалкина,  
 М. В. Зыкова

Сдано в набор 23.05.90. Подп. в печать 11.03.91.  
 Формат 60×90<sup>1/16</sup>. Бумага офсетная № 2. Гарнитура  
 литературная. Печать высокая. Печ. л. 28,00. Усл. кр.-отт. 28,33.  
 Уч.-изд. л. 28,33. Тираж 11 160 экз. Заказ 548. Цена договорная.  
 Ордена Трудового Красного Знамени ИПО ВКП СССР Проф-  
 издат, 191000, Москва, ул. Кирова, 13.

Типография ИПО ВКП СССР Профиздат, 109044, Москва,  
 Крутицкий вал, 13.

В монографии профессора, доктора технических наук Владимира Васильевича Батурина «Основы промышленной вентиляции», вышедшей тремя изданиями, весьма кратко изложены богатые исследования в области промышленной вентиляции, выполненные в 1930—1960 годах.

Интенсивное развитие промышленной вентиляции в нашей стране началось в 30-х годах в период индустриализации. В эти годы потребовалось решение ряда сложных проблем вентиляции вновь строящихся предприятий, что способствовало формированию московской школы вентиляционной техники, положившей начало научному экспериментальному изучению воздухообмена. Крупнейшим ее представителем был В. В. Батурин, которому принадлежат многочисленные фундаментальные исследования в этой области. В. В. Батурин — выдающийся инженер, талантливый ученый — стал основоположником промышленной вентиляции как научной дисциплины. Будучи человеком, глубоко вникающим в сущность физических явлений, Владимир Васильевич мог правильно определять и формулировать первоочередные задачи вентиляции, успешно их решать, создавая таким образом основы, на которых она базируется до сих пор.

В монографии Владимир Васильевич систематизировал и обобщил большинство работ, выполненных к шестидесятым годам. Текст изложен в виде стройной системы основных положений и руководящих материалов. В книге даны безупречные формулировки основных понятий и положений.

Автор не останавливался на вопросах вентиляции в отдельных отраслях промышленности, полагая, что при достаточно углубленной проработке материалов монографии затруднений в решении вопросов вентиляции в любой отрасли промышленности не возникнет. Автор стремился как можно полнее разъяснить сущность явлений и процессов, лежащих в основе вентиляции (большую помощь инженерам при проектировании вентиляции оказала книга «Вентиляция машиностроительных заводов», подготовленная В. В. Батуриным и В. В. Кучеруком).

В монографии «Основы промышленной вентиляции» сформулированы требования к воздушной среде производственных помещений, которые автор предлагает рассматривать как своеобраз-

ный воздушный бассейн, где происходит перемешивание воздушных масс и наряду с ярко выраженными струями господствует кажущаяся бесформенной подвижность воздуха вследствие взаимодействия струй между собой и с окружающими предметами. Автор отмечает, что в распространении вредностей диффузия не играет сколько-нибудь существенной роли, и поэтому считает, что познание процессов должно сводиться к изучению движения воздушных потоков в ограниченном объеме помещения.

Владимир Васильевич широко пользовался экспериментом, считая его основным источником познания протекающих процессов, и вооружил исследователей фундаментальным методом — методом физического моделирования. Предложенный им метод расчета модели промышленного здания (выбор геометрического масштаба) позволил моделировать аэродинамические процессы, сопровождающиеся поступлением в воздушную среду тепла, влаги, газов, что не представлялось возможным сделать при помощи методов других авторов. Метод оказался простым, удобным, нашел широкое распространение и стал достоянием всех вентиляционных лабораторий как у нас, так и за рубежом, и до настоящего времени используется для установления закономерностей течения воздуха в ограниченном объеме вентилируемого помещения, а также для разработки методов расчета вентиляционных устройств.

Известно, что воздух при предварительной его подготовке и поступлении в производственное помещение претерпевает термодинамические изменения. В монографии автор освещает физические свойства влажного воздуха, дает предпосылки к построению  $I-d$ -диаграммы и схем обработки и смещения воздуха, без знания которых вентиляция не может быть реализована.

При решении задач вентиляции производств с повышенным содержанием влаги в воздушной среде для борьбы с образованием тумана были разработаны обестуманивающие установки. Однако их расчет проводили грубо, примитивно, с произвольными допущениями, не отвечающими закономерностям процесса. В. В. Батурин для расчета обестуманивания впервые использовал  $I-d$ -диаграмму, что дало возможность получить простое, наглядное решение, позволяющее глубоко вникнуть в сущность происходящих процессов.

В монографии автор приводит материал «Аэродинамические основы организации воздухообмена», который позволяет подойти к решению организации воздухообмена путем представления качественной картины явлений, а в отдельных случаях количественно оценить значение факторов, играющих существенную роль; приводит закономерности распространения свободных круглой и плоской струй, струй, настилающихся на плоскость, обтекающих препятствия; отмечает явление взаимодействия струй и особенности движения воздушных потоков в ограниченном объеме помещения. В настоящее время взаимодействие струй (аэродинамическое

и тепловое) решено аналитически и расчет воздухообмена невозможен без его учета.

Впервые В. В. Батуриным и его учениками были проведены качественные исследования движения воздушных потоков в вентилируемом помещении. Эти исследования в дальнейшем, по существу, составили основу промышленной вентиляции. Впервые была раскрыта физическая сущность целого ряда обнаруженных ранее явлений, которые до того времени оставались необъяснимыми. Авторами показано, что характер циркуляции воздуха в помещении определяется местом подачи струй и их количеством, на содержание вредных примесей и температуру воздуха в рабочей зоне оказывает влияние место расположения вытяжных отверстий. В вентиляционной технике вопрос развития струй в условиях стеснения до настоящего времени является предметом количественного изучения. Учитывая важность специфики распространения вентиляционных струй в среде иной плотности, автор в монографии приводит закономерности искривления струи гравитационными силами. Первая попытка приближенного определения траектории оси струи была также сделана им совместно с учениками. Было показано, что искривление струи определяется критерием Архимеда. При расчете воздухообмена в настоящее время определяют место входа струи в рабочую зону, что может быть сделано лишь при знании траектории приточной струи.

В монографии изложен разработанный автором метод расчета аэрации одно- и многопролетных зданий, в том числе сложного профиля. В основу положен принцип фиктивных давлений. Наблюдения за движением воздушных потоков при аэрации позволили автору дать новое представление о циркуляции воздуха. Автор считает, что часть нагретого загрязненного воздуха возвращается в нижнюю зону для питания конвективных струй и струй, поступающих через оконные проемы. Такая картина циркуляции воздуха составляет основу современных методик расчета аэрации, в которых используются теоретические зависимости конвективных струй.

В. В. Батурин рассматривает воздействие ветра на эффективность аэрации и формулирует требования к объемно-планировочным и конструктивным решениям, обеспечивающим наилучшее проветривание. Владимир Васильевич предложил наиболее рациональную конструкцию незадуваемого аэрационного фонаря, который широко использовали в новом строительстве (результаты исследований были опубликованы в специальных статьях, брошюрах, книге «Аэрация промышленных зданий»).

Далее, рассматривая основные приемы вентилирования производственных помещений, автор описывает конструкции и методы расчета существенных по своему значению вентиляционных устройств, играющих особую роль в системах вентиляции.

Для улучшения условий труда работающих в зонах интенсивного теплооблучения или высокой температуры используют воздушные души. Автором предложены конструкция и метод рас-

чета воздушно-душирующих устройств. Патрубок для создания направленного на рабочего потока воздуха заданной температуры и скорости, известный под названием «батури́нский», — наиболее удачная конструкция приточного насадка. Десятки тысяч таких насадков обеспечивают душирование рабочих на наших заводах.

Для устранения прорыва больших объемов холодного воздуха через открытые ворота промышленных предприятий Владимир Васильевич предложил метод расчета и конструкцию «воздушных завес».

В монографии существенное внимание уделяется результатам изучения работы местных отсосов как наиболее эффективного приема вентиляции. Приводятся закономерности течения воздуха в зоне действия стоков различной формы, в том числе в рабочих проемах вытяжных зонтов, шкафов. Автором также исследованы и разработаны методы расчета бортовых отсосов у промышленных ванн (обычных и опрокинутых), панелей у горячего оборудования (простых и угловых). Для сокращения расхода воздуха, удаляемого от промышленных ванн, В. В. Батури́н предлагает использовать совместное действие приточной струи и всасывания, так называемую передувку — подачу плоской струи на зеркало испарения ванн, позволившую в 3 раза сократить расход удаляемого воздуха. Это была новая система «отсос — поддув», которая и поныне является предметом теоретического и экспериментального изучения. Приведенные автором более поздние исследования эффективности струи, поданной в зону выделения вредностей у боковых панелей, подачи плоской струи в рабочий проем вытяжного шкафа, кольцевой воздушной струи у крупного нагретого источника являются модификациями «батури́нской передувки».

Достаточно ознакомиться с освещенными в монографии решениями главных проблем промышленной вентиляции, чтобы убедиться, что эти решения не утратили своей актуальности до настоящего времени и по-прежнему составляют основы для дальнейшего развития вентиляции.

Отдавая должное памяти профессора, доктора технических наук Владимира Васильевича Батури́на и отмечая огромный вклад, внесенный им в становление промышленной вентиляции как научной дисциплины, Всесоюзный центральный научно-исследовательский институт охраны труда ВЦСПС, где Владимир Васильевич работал с 1929 по 1964 год, считая своим долгом предоставить возможность новому поколению ученых и инженеров ознакомиться с первоисточником основ промышленной вентиляции. К 100-летию со дня рождения В. В. Батури́на, которое исполняется в 1990 году, ВЦНИИОТ ВЦСПС подготовил к переизданию монографию «Основы промышленной вентиляции».

Монография, изданная в 1965 году, пользуется известностью не только в Советском Союзе, но и за рубежом и переведена на 12 языков стран мира.



Эта книга, как содержащая основополагающий материал по промышленной вентиляции, вошла в 10-томную серию монографий ученых мира, освещающих проблемы отопительно-вентиляционной техники (издана в Великобритании).

Настоящее издание печатается с некоторыми сокращениями, которые свелись к исключению сведений об очистке воздуха от пыли, не являющихся собственными исследованиями автора и более подробно изложенных в специальной литературе, а также примеров использования отдельных вентиляционных устройств, относящихся к периоду подготовки первого издания монографии.

**Л. В. Кузьмина,**  
*канд. техн. наук*

## Глава I. ЗАДАЧИ ВЕНТИЛЯЦИИ

### § 1. Гигиенические требования к воздуху помещений

Производственные процессы могут сопровождаться выделением вредных газов, паров, пыли или тепла, вследствие чего воздух в помещениях претерпевает некоторые изменения. Эти изменения в общем случае касаются состава и состояния воздуха и могут вредно отражаться на здоровье и самочувствии рабочих, создавать тягостные условия для работы и неблагоприятно влиять на производительность труда.

Задача вентиляции состоит в том, чтобы поддерживать в помещении состав и состояние воздуха, удовлетворяющие гигиеническим требованиям. Кроме гигиенических, могут предъявляться требования, вытекающие из особенностей технологии производства, из условий хранения и облагораживания продукта, а также сохранности оборудования и строительных конструкций.

Тепло и примеси, которые делают воздух не удовлетворяющим гигиеническим требованиям, принято именовать собирательным термином «вредности». К вредностям относятся: 1) избыточное тепло, 2) избыточные водяные пары — влага, 3) вредные газы и пары и 4) пыль.

Носителем вредностей, кроме лучистого тепла, является воздух.

Носителем избыточного тепла (конвекционного) является перегретый воздух; носителем избыточных водяных паров (влаги) является воздух, насыщенный водяными парами, иногда со взвешенными в нем капельками воды (туман), вредных газов, паров и пыли, — воздух, загрязненный этими веществами.

В производственной обстановке перечисленные вредности чаще всего встречаются в различных комбинациях между собой.

Гигиенические требования к вентиляции сводятся к поддержанию определенных метеорологических условий и чистоты воздуха.

В комплекс метеорологических условий, иначе называемый

метеорологическим фактором, входят следующие компоненты: температура воздуха, температура окружающих предметов и ограждений, влажность воздуха и его подвижность.

Метеорологические условия должны обеспечить отвод вырабатываемого организмом тепла. Количество этого тепла зависит от интенсивности главным образом мышечной работы (от энергетических затрат). Отвод тепла происходит с поверхности кожи и из легких в основном посредством лучеиспускания, конвекции и испарения.

Количество тепла, вырабатываемого организмом, составляет в зависимости от энергетических затрат (преимущественно от мышечной работы) от 85 до 375 ккал/час<sup>1</sup> и больше.

Человек в одежде, находясь в покое, при комнатной температуре 18° теряет тепла в процентах:

Лучеиспусканием . . . . .	44
Конвекцией . . . . .	31
Испарением (с кожи и легкими) . . . . .	21
Нагреванием потребляемого воздуха и пищи . . . . .	4
	<hr/>
	100

При изменении температуры внешней среды, при физической работе, а также в присутствии нагретых поверхностей, имеющих высокую температуру, эти соотношения существенно меняются.

Поскольку перечисленные виды теплообмена зависят от разности температур между телом и средой, от подвижности и влажности воздуха, постольку каждый из компонентов играет определенную роль в теплообмене между телом человека и окружающей средой.

Нормальное тепловое самочувствие человека (ни жарко ни холодно), соответствующее данному виду работы, достигается известной комбинацией всех компонентов метеорологического фактора. Поэтому отклонение или несоответствие одних компонентов может быть в известной мере возмещено изменением других.

Так, например, повышение температуры воздуха в помещении, вызывающее уменьшение теплоотдачи телом посредством конвекции, можно (в известных пределах) компенсировать путем соответствующего увеличения подвижности воздуха около тела и т. п.

Если температура окружающих поверхностей практически одинакова с температурой одежды, то потеря тепла лучеиспусканием практически прекращается. Тогда соответствующее количество тепла, вырабатываемого организмом, должно быть дополнительно отнято путем конвекции. Для этого необходимо или снизить температуру воздуха или увеличить скорость движения (или сделать то и другое). Известны опыты, в которых при панельном отоплении при температуре панелей в 24° комфортными условиями для покоя и легкой работы является температура воздуха

<sup>1</sup> В книге сохранены единицы измерения, принятые автором. (Прим. ред.).

~10°; при практически одинаковых температурах воздуха и стен комфортная температура воздуха для легкой работы должна быть 18°.

В свете изложенного понятно, что для обеспечения нормального теплового самочувствия метеорологический комплекс должен устанавливаться в соответствии с характером производимой работы (легкая, средней тяжести и тяжелая) и в зависимости от температуры окружающих предметов и ограждающих поверхностей. Один комплекс должен быть для того случая, когда температура воздуха и стен практически одинакова (гражданские и общественные здания, так называемые холодные цехи), и другой — отличный комплекс, когда окружающие предметы имеют температуру более высокую, чем температура воздуха (горячие цехи, рабочие места у печей или вблизи раскаленного металла).

В тепловой камере Московского института охраны труда получены метеорологические кондиции для случая, когда температура воздуха и стен практически одинакова. Кондиции для легкой и тяжелой работы приводятся в табл. I—1.

Таблица I—1

Для легкой работы			Для тяжелой работы		
температура воздуха, °C	относительная влажность, %	скорость движения воздуха, м/сек	температура воздуха, °C	относительная влажность, %	скорость движения воздуха, м/сек
18	40—50	~ 0	13—14	40—50	~ 0
20	40—50	0,17—0,25	18—19	40—50	0,58—0,67
22	40—50	0,33—0,50	20	40—50	1,0 —1,17
24	40—50	0,84—1,0	22	40—50	1,17—1,33
26	80	1,33—1,5	24	40—50	1,33—1,50
28	40—50	1,67	24—25	80—85	>1,5 —1,92
28	70	1,75	26	40—50	2,0 —2,16
30—32	40—50	>2,0	26	80	2,0 —2,5
			28	40—50	2,17—2,34

Примечание. Значок > в таблице указывает, что приведенные скорости были недостаточными.

Нормирование метеорологических условий в помещениях, имеющих предметы и ограждения с температурой, отличной от температуры воздуха, представляет значительные затруднения вследствие наличия в них радиации.

Гигиенистами делались попытки найти эквиваленты по тепловому ощущению между радиационным и конвекционным теплом. Произведенные Н. И. Лондоном эксперименты (на результаты которых нужно смотреть как на ориентировочные) показывают, что в случаях одностороннего непрерывного облучения поверхности туловища (спины или бока) при изменении интенсивности радиации в пределах от 0,3 до 1,5 кал/см<sup>2</sup>мин на каждые 0,1 кал/см<sup>2</sup>мин следует производить снижение температуры воздуха на 0,75°.

Двустороннее облучение туловища при интенсивности радиации  $1-1,5$  кал/см<sup>2</sup>мин требует снижения температуры воздуха по  $1,6-1,8^\circ$  на каждую  $0,1$  кал/см<sup>2</sup>мин.

При облучении всего тела с четырех сторон (например, при работе внутри нагретых массивов) необходимо производить снижение температуры воздуха около  $5^\circ$  на каждые  $0,1$  кал/см<sup>2</sup>мин.

Эта серия опытов проведена в пределах изменения температур воздуха от  $25$  до  $12^\circ$  при  $\varphi=30-50\%$  и не может быть распространена на большие величины радиации.

Некоторые данные для ориентировочного определения удовлетворительных метеорологических условий при наличии теплового излучения, полученные в производственной обстановке, приведены в главе о воздушных душах.

В отношении вредных примесей к воздуху в виде газов, паров и пыли гигиенические требования сводятся к тому, чтобы содержание этих примесей в воздухе производственных помещений не превосходило так называемых предельно допустимых концентраций. Под предельно допустимыми концентрациями подразумевается содержание в воздухе такого количества вредностей (в зависимости от их вида, токсичности, тяжести работы и пр.), которые не вызывают у рабочего болезненных явлений даже при длительном соприкосновении с ними.

Санитарные нормы проектирования промышленных предприятий предусматривают метеорологические условия в зависимости от характера работы (легкая, тяжелая), периода года (холодный, теплый), интенсивности теплового излучения и пр. Так, например, в холодный период года при тяжелых работах температура воздуха должна быть  $10-15^\circ$ , при легких —  $16-20^\circ$  и т. д.

## § 2. Распространение вредностей

Распространение вредностей в производственных помещениях осуществляется струями и течениями воздуха, которые всегда в большей или меньшей мере имеют здесь место.

Что воздух в производственных помещениях не находится в состоянии покоя, легко убедиться, подкрасив его, например, дымом.

Струи и течения воздуха (обозначаемые вследствие своей беспорядочности и хаотичности термином «подвижность») возникают вследствие наличия в помещении тел и поверхностей, имеющих температуру, отличную от температуры воздуха. У тел, имеющих более высокую температуру, соприкасающийся с ними воздух нагревается и всплывает, у холодных — охлаждается и ниспадает, а на его место подтекают новые порции воздуха, которые нагреваются или охлаждаются, и т. д. Так возникают тепловые струи.

В виде струй распространяются водяные пары при кипении и испарении из промышленных ванн, вредные пары и газы при ис-

течении их из аппаратов и коммуникаций, находящихся под давлением.

При обработке изделий на абразивных кругах образуются струи пыли; запыленный воздух в виде струй вытекает из неплотностей оборудования под влиянием (по тем или иным причинам) возникающего в их полостях избыточного давления.

Подвижность воздуха возбуждается работой движущихся частей машин и механизмов, перемещением грузов и особенно струями воздуха, проникающими через неплотности и щели во внешних ограждениях, а также через периодически открывающиеся ворота и двери.

Таким образом, производственное помещение следует рассматривать как своеобразный воздушный бассейн, в котором происходят перемещения воздушных масс, порождаемые различными источниками. В этом бассейне наряду с ясно выраженными струями господствует кажущаяся бесформенной и хаотичной подвижность воздуха вследствие взаимодействия струй между собой и окружающими предметами.

В распространении вредностей по помещению диффузия — обмен молекулами, вызываемый разностью парциальных давлений (или разностью концентрации), — не играет сколько-нибудь существенной роли. Вследствие подвижности воздуха скорости распространения вредностей по помещению возрастают во много раз по сравнению со скоростями диффузии.

В результате взаимодействия струй в разных местах помещения образуются различные концентрации вредностей.

Прозрачность воздуха, невидимость путей его перемещения создают известные трудности при решении вопросов вентиляции.

### **§ 3. Классификация способов вентиляции**

Задача вентиляции — поддерживать в помещении заданные метеорологические условия и чистоту воздуха (иначе говоря, поля температур, скоростей и концентраций).

Эта задача в конечном счете решается так: отработавший (загрязненный) воздух удаляют из помещения (вытяжная вентиляция), а взамен его вводят чистый, чаще всего специально обработанный воздух (приточная вентиляция).

Сущность здесь сводится к теплообмену и массообмену между приточным воздухом и воздухом помещения. Если в помещении вследствие избытка тепла температура воздуха стремится преодолеть диктуемую нормами, то вводится более прохладный воздух, который перемешивается с воздухом помещения; температура воздуха (вследствие теплообмена) остается в норме. Если в воздух выделяются какие-либо вредные газы или пары, то, вступая в массообмен с чистым приточным воздухом, концентрация газов или паров остается в заданных пределах.

Чаще всего происходит одновременно и тепло- и массообмен, так как очень редко приходится иметь дело с какой-либо одной вредностью. Например, выделение конвективного тепла очень часто сопровождается выделением газов и высокодисперсной пыли.

Перемещение воздуха для осуществления воздухообмена производится за счет механической работы вентиляторов (механическая вентиляция) или за счет разности весов столбов внутреннего и наружного воздуха, а также за счет действия ветра (естественная вентиляция).

Вентиляция может быть общей и местной. Местная вытяжная вентиляция предназначена для улавливания у источника возникновения загрязненного воздуха, что предотвращает распространение вредностей по помещению, перемешивание и загрязнение больших объемов воздуха.

Местная вытяжная вентиляция (местные отсосы) имеет целью удалить из помещения большую часть вредностей, с тем чтобы возможно меньше их поступало на разбавление (на тепло- и массообмен) с приточным воздухом. Поэтому местные отсосы, по существу, не являются собственно вентиляцией.

Местная вытяжная вентиляция должна также по возможности ограничивать зону распространения вредностей. Это достигается устройством жестких или воздушных преград. Улавливание вредностей производится посредством местных отсосов: *простых*, когда улавливание ограничивается одним отсасыванием загрязненного воздуха, и с *поддувом*, когда направленной струей воздуха подгоняют вредности к месту, где они подхватываются отсосом, — *передувки*.

Не всегда представляется возможным, а иногда и целесообразным полностью уловить вредность на месте ее возникновения. Тогда часть загрязненного воздуха, не уловленного местным отсосом, разбавляют приточным воздухом до допустимых температур или концентраций.

Местные отсосы могут быть подразделены на:

- а) отсосы закрытого типа, когда источник загрязненного воздуха находится внутри приемника местного отсоса, например вытяжные химические шкафы и т. д.;
- б) отсосы полузакрытого типа;
- в) отсосы открытого типа, когда отсос находится на некотором расстоянии от источника.

Местные отсосы особенно эффективны при улавливании вредных паров, газов и пыли.

При местной вытяжной вентиляции роль приточной вентиляции сводится к компенсации количества воздуха, удаляемого местными отсосами, если этого достаточно, чтобы растворить ту часть вредности, которая не уловлена местным отсосом. В противном случае количество притока должно быть соответственно увеличено.

Общая вентиляция устраивается в тех случаях, когда невозможно или нецелесообразно применение местных отсосов вслед-

стве громоздкости их конструкций, существенно затрудняющих обслуживание и наблюдение за ходом технологического процесса, или когда местный отсос не дает значительного сокращения воздухообмена и преимуществ в санитарно-гигиеническом отношении.

При общей, или, как часто ее называют, при общеобменной, вентиляции, когда вредность токами воздуха может распространяться по всему помещению, роль притока заключается в том, чтобы вредность разбавить или растворить до допустимых нормами концентраций.

Для осуществления общей вентиляции в зависимости от конкретных условий могут быть применены: рассеянный приток с рассеянной или сосредоточенной вытяжкой или сосредоточенные приток и вытяжка (под сосредоточенным понимается такой приток или вытяжка, когда весь расчетный объем воздуха подается из одной, двух точек).

Кроме местной вытяжной вентиляции, иногда устраивается местная приточная вентиляция в виде воздушных душей, воздушных оазисов.

Воздушным душем называют струю воздуха определенных параметров, направленную непосредственно на человека. Посредством воздушного душа представляется возможным в границах струи создать воздушную среду, отличную от воздуха в остальном помещении.

Воздушным оазисом является пространство, ограниченное снизу и с боков стенками и открытое сверху, затопляемое прохладным воздухом в среде перегретого воздуха.

Местный приток применяется в виде так называемых воздушных завес (у ворот, у печей, у разного рода ванн и пр.) и имеет целью или создать воздушную перегородку, или изменить направление потоков загрязненного воздуха, направляя их, например, к вытяжным отверстиям.

Ранее было сказано, что производственное помещение можно рассматривать как воздушный бассейн, в котором имеются самые разнообразные и часто не имеющие определенной формы потоки, порождаемые оборудованием и производственными процессами.

На эти потоки нужно так воздействовать струями вентиляционного воздуха, чтобы в результате взаимодействия получить заданные параметры воздуха: температуру ( $t$ ), относительную влажность ( $\phi$ ), скорость движения ( $v$ ) и концентрацию вредных веществ ( $k$ ).

Таким образом, вентиляционный процесс по своему существу представляет взаимодействие струй естественных, вызываемых технологическими процессами, и организованных струй вентиляционного воздуха.

Если в помещение нагнетать воздух, то в нем устанавливается некоторое избыточное давление. При установившемся состоянии это давление будет иметь такое значение, которое обеспечивает истечение всего поступающего в помещение воздуха через спе-



циально предусмотренные отверстия или через случайные щели и неплотности во внешних ограждениях.

Аналогичное явление будет иметь место при отсасывании воздуха из помещения. При этом в помещении устанавливается некоторое пониженное давление (разрежение), за счет которого через щели и проемы снаружи и из соседних помещений будет присасываться воздух взамен отсасываемого в том же объеме.

В известных случаях этот воздух может оказывать неблагоприятное действие. Например, если бы в помещения с большим выделением водяных паров стал проникать холодный наружный воздух, то, смешиваясь с внутренним теплым и влажным, он создавал бы туман. Если приток воздуха снаружи или из соседних помещений по своим качествам удовлетворяет гигиеническим требованиям, то им пользуются, заменяя общую приточную вентиляцию (механическую) естественным притоком.

Неорганизованный приток и вытяжка во многих случаях нежелательны вследствие случайных мест подачи и удаления воздуха и случайных его параметров. В тех случаях, когда и приток и вытяжка организованы, вентиляцию называют приточно-вытяжной.

## Глава II. СВЯЗЬ ВЕНТИЛЯЦИИ С ДРУГИМИ НАУКАМИ И МЕТОДОЛОГИЯ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ НАУКИ

### § 4. Связь вентиляции с другими науками

Вентиляция, по существу, является наукой об организации воздухообмена в помещениях.

При решении задач, стоящих перед вентиляцией, возникают следующие вопросы: 1) Какое количество воздуха необходимо подавать в помещение в единицу времени, какое количество и как удалять из помещения? 2) Какие параметры должен иметь подаваемый приточный воздух и требуется ли та или иная предварительная обработка воздуха (нагревание, охлаждение, осушка, увлажнение, очистка от пыли и пр.)? 3) В каких местах подавать свежий воздух и в каких отводить отработавший? 4) Как подавать приточный и отводить отработавший воздух (равномерно или сосредоточенно) и какие конструктивные формы необходимо придать всем элементам, осуществляющим организацию воздухообмена?

Для решения вопросов общеобменной вентиляции необходимо знать количество вредности, поступающей в единицу времени в воздух помещения. Существенно также представлять, как эта вредность распространяется в помещении, как на ее распределение можно повлиять вентиляционными потоками.

Извлекая воздух из зон с повышенными концентрациями вредностей, можно значительно сократить расход воздуха. Например, в чугунолитейных цехах концентрация окиси углерода (СО) в

Верхних уровнях может быть  $0,04 \text{ г/м}^3$ , в то время как в рабочей зоне она не должна превышать допустимой нормы  $0,02 \text{ г/м}^3$ . Такое расслоение концентрации сохраняется при подаче свежего воздуха внизу, вблизи пола, и при извлечении отработавшего вверх, из-под потолка. Если подавать свежий воздух вверх, то, опускаясь вниз, он может нарушить расслоение и перемешать воздух, тогда при прежнем воздухообмене концентрация в рабочей зоне будет  $0,03 \text{ г/м}^3$ , и, следовательно, для получения концентрации в  $0,02 \text{ г/м}^3$  придется количество вентиляционного воздуха увеличить ~ в 1,5 раза. Таким образом, вопрос о расчетном количестве вентиляционного воздуха непосредственно связан с вопросом об организации воздухообмена.

Для расчета и устройства местной приточной вентиляции в виде воздушных душей нужно знать свойства струи, законы изменения скорости, температуры, концентрации и геометрические размеры струи по мере ее распространения.

Чтобы получить заданные гигиеной параметры струи на рабочем месте, нужно знать ее начальные параметры, геометрические, кинематические и тепловые и найти также организующие струю формы насадков, которые удовлетворяли бы поставленным требованиям.

Для воздушных оазисов нужно знать условия, которые позволяли бы пространство, выгороженное только боковыми щитами (высотой около 2 м) и открытое сверху, затопить прохладным воздухом в среде перегретого воздуха.

Для правильного решения вентиляции вообще и выбора местных отсосов в частности необходимо иметь хотя бы общие представления о характере потоков, возникающих у источников загрязнения воздуха. Некоторое представление об этом могут дать приводимые ниже схематические зарисовки (рис. II—1).

На схеме *a* изображен восходящий поток теплого воздуха, возникающий у всякого рода нагретых тел (опоки или формы, залитые расплавленным металлом, промышленные ванны с нагретой водой или водяными растворами и т. д.). Такие потоки, кроме тепла, могут нести вредные газы, пары или пыль.

На схеме *б* показан поток раскаленных газов, вырывающийся из загрузочного окна промышленной печи, которая работает под некоторым избыточным давлением. Потoku могут сопутствовать газы, искры, копоть.

На схемах *в*, *г*, *д* изображены пылевые потоки, образующиеся при работе на абразивных и других режущих кругах (обдирке, заточке, шлифовке и полировке изделий из металла, кожи и др.).

На схеме *е* представлен поток, возникающий над вращающимися цилиндрами (которые применяются при крашении и сушке тканей и пр.), когда цилиндры нагреты или омываются снизу поднимающимся потоком. Вследствие вращения цилиндров поток отклоняется от вертикальной оси.

На схеме *ж* изображен поток запыленного воздуха, возникающий при пересыпке различных измельченных материалов. При

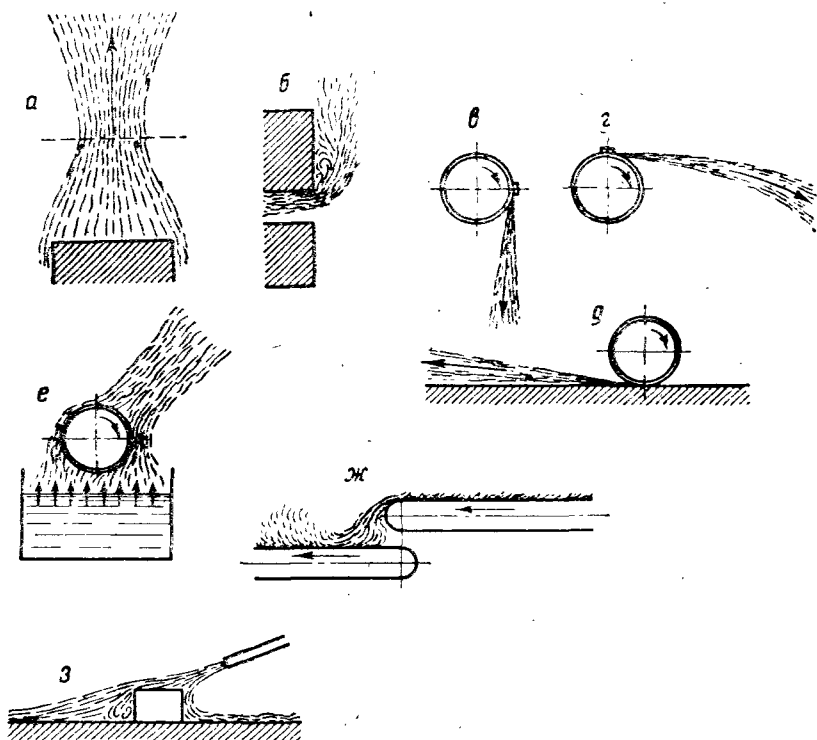


Рис. II—1. Схематическое изображение характера воздушных потоков, возникающих у источника загрязнения

падении материала освобождается увлеченный материалом воздух. Растекающийся воздух увлекает мельчайшие пылевые частички. Освобождающийся воздух создает в укрытиях некоторое избыточное давление. Такие явления имеют место при пересыпках с ленты на ленту, при ссыпке в бункера и т. д.

На схеме з изображен поток, возникающий при пескоструйной очистке или пульверизационной окраске изделий. В этом случае струя с песком или раствором краски выбрасывается из сопла при избыточных давлениях 2—4 атм.

Для правильной организации воздухообмена необходимо учитывать следующие факторы, определяющие движение воздуха:

- 1) геометрическую форму помещения;
- 2) размещение и мощность источников, изменяющих состав и состояние воздуха, в частности источников тепло- и газовой выделений и охлаждения;
- 3) потоки, создаваемые этими источниками;
- 4) размещение притока и отвода воздуха из помещения и их параметры.

Гигиена дает ответ на вопрос о параметрах воздуха, которые необходимо поддерживать в рабочей зоне<sup>1</sup> помещения. Эти параметры являются наперед заданными. В соответствии с ними рассчитываются параметры приточного и отработавшего воздуха.

Вопросы о том, сколько вводить свежего воздуха (как его вводить и где), как отводить отработавший, как вообще организовать воздухообмен, чтобы решение было наиболее простым, надежным и экономичным, составляют основное содержание вентиляции или вентиляционной аэродинамики, опирающейся на общую аэродинамику.

Как известно, аэродинамика решает внутреннюю и внешнюю задачи и включает учение о свободной струе. Во внутренней задаче рассматривается течение воздуха по трубам и каналам; во внешней задаче — обтекание потоком тел и вообще взаимодействие между потоком и телом; наконец, потоки, развивающиеся вдали от жестких стенок, составляют предмет учения о свободных струях.

Все эти вопросы составляют аэродинамическую сущность вентиляции.

Действительно, для осуществления притока и вытяжки воздух приходится обычно транспортировать по трубам и каналам. Расчеты сетей воздухопроводов, обеспечивающих правильное распределение воздуха между отдельными пунктами, составляют содержание внутренней задачи.

К внешней задаче в вентиляции относятся главным образом вопросы обтекания ветром зданий и дефлекторов и определение возникающих при этом избыточных давлений и разрежений, которые используются для естественного вентилирования.

Особенно большое значение в вентиляции принадлежит свободным струям. Струями осуществляется приток воздуха в помещение; посредством струй осуществляются воздушные души, воздушные завесы и передувки.

Вредности, являющиеся источниками изменения состава и состояния воздуха, чаще всего распространяются в виде струй. В результате взаимодействия струй и их циркуляции в помещении складываются поля температур, газовых концентраций и скоростей.

Существенное значение в вентиляции имеет и раздел аэродинамики, изучающий спектры всасывания; здесь оказывается необходимым знание закономерности изменения скорости всасывания в зависимости от формы всасывающего отверстия, расстояния от него и начальной скорости, а также от подвижности воздуха в помещении.

Спектры всасывания служат главным образом основой для проектирования отсасывающих устройств, для улавливания вред-

---

<sup>1</sup> Рабочей зоной называется пространство от уровня пола до уровня дыхания, примерно 1,5÷2,0 м от пола.

ностей у места их возникновения с ними необходимо также считаться при решении вопроса организации воздухообмена.

Теплотехника, в частности термодинамика, дает ответы на вопросы об изменениях состояния воздуха в процессе его предварительной обработки и в самом помещении при воздействии на него тепло- и влаговыделений.

Процессы обработки воздуха, как-то: нагревания или охлаждения, увлажнения или осушки, словом, все процессы, связанные с изменением тепло- и влагосодержания, находят наглядное изображение в диаграмме влажного воздуха.

Связь вентиляции с отоплением состоит в том, что поддержание на надлежащем уровне температуры воздуха и окружающих предметов в холодное время года обычно осуществляется совместными средствами отопления и вентиляции. Некоторые виды отопления, например воздушное, по своему существу больше относятся к вентиляции, чем собственно к отоплению.

При организации воздухообмена иногда приходится учитывать конвективные потоки, создаваемые нагревательными приборами, особенно в случаях, при которых скорости их соизмеримы со скоростями вентиляционных потоков.

Теория теплопередачи дает возможность количественно оценивать различные теплообменные процессы, как стационарные, так и вызываемые переменными температурными условиями и аккумуляцией тепла оборудованием и внешними ограждениями.

Связь вентиляции с другими науками не исчерпывается перечисленными указаниями; она более глубокая в отношении методологии и общих законов, на которых базируются эти науки.

Знание технологии производства позволяет наиболее совершенно сочетать общие решения вентиляционных задач со специфическими условиями производственных процессов.

## § 5. Методология вентиляционной науки

Воздух в помещении находится в состоянии подвижности, обусловленной струями естественной и вынужденной конвекции и их циркуляцией. Этим путем происходит перенос и распространение паров, газов, тепла и мельчайшей пыли.

Поля скоростей и концентраций не являются независимыми друг от друга, поэтому их приходится рассматривать как комплекс разнородных, но взаимозависимых процессов.

Движение воздуха и распространение тепла, газов подчиняются общим законам сохранения материи, сохранения и превращения энергии.

Исходными для решения этих вопросов являются известные дифференциальные уравнения: 1) уравнение непрерывности; 2) уравнение движения; 3) уравнение теплопроводности (уравнение переноса вещества); 4) уравнение теплообмена на границе твердого тела и жидкости.

Названные дифференциальные уравнения приложимы к очень

широкому кругу явлений, например к движению воздуха в атмосфере, движению воды в реке и т. д.

Чтобы ограничить задачу и определить рассматриваемый процесс однозначно, необходимо для установившихся явлений задать условия однозначности или краевые условия, такие значения искомой функции, которые известны наперед и достаточны для выделения единственного решения дифференциального уравнения.

Применение математического анализа к решению сложных технических задач ограничивается лишь формулировкой задачи, то есть составлением дифференциальных уравнений и установлением краевых условий, так как решение уравнений в большинстве случаев пока невыполнимо. Поэтому при решении вентиляционных задач вследствие большой сложности явлений и невозможности аналитического решения часто приходится обращаться к эксперименту.

Иногда необходимые эксперименты при наличии готового подходящего объекта представляется возможным проделать в естественных, натуральных условиях; в других случаях прибегают к изучению явления на модели.

При изучении вентиляционных вопросов на моделях приходится воспроизводить аэродинамические, тепловые, газовые или чаще всего комбинированные явления, с тем чтобы определить, какими будут в натуре параметры, обеспечивающие эффективность вентиляции, а именно: скорости воздуха, температуры и газовые концентрации.

Лабораторно-модельный метод обладает рядом преимуществ перед методом исследования явлений в натуре, а именно: возможностью изучения не выполненных еще в натуре установок, возможностью систематического изучения влияния того или другого фактора, выделенного из всей совокупности факторов, обуславливающих явление в целом; возможностью изучения быстро протекающих явлений, неуловимых при наблюдении в натуре. Кроме того, стоимость лабораторных исследований ниже стоимости исследований в натуре.

При постановке эксперимента в натуре или на модели изучают данное конкретное явление и, обобщив результаты изучения, стремятся получить основания для расчета других родственных явлений.

Закономерно распространять результаты единичного опыта можно только на подобные между собой явления. О том, как результаты исследования единичного опыта, проведенного в натуре, переносить на родственные (подобные), а также о том, как ставить исследования на моделях и как затем полученные данные переносить на природу, учит теория подобия<sup>1</sup>. Различают геометрическое, механическое и тепловое подобие.

<sup>1</sup> Михеев М. А. Основы теплопередачи. — М.: Госэнергоиздат, 1949; Кудрявцев Е. В. Моделирование вентиляционных систем. — М.: Стройиздат, 1950; Батурич В. В., Эльтерман В. М. Аэрация промышленных зданий. — М.: Стройиздат, 1953.

Геометрическое подобие, как известно, обуславливает равенство углов и пропорциональность сходственных сторон в различных геометрических фигурах.

Под механическим подобием понимается кинематическое или динамическое подобие явлений. Кинематическое подобие предполагает пропорциональность скоростей и ускорений двух потоков; динамическое подобие — подобие сил, вызывающих подобные движения.

При тепловом подобии сохраняется подобие температур и тепловых потоков.

Теория подобия учит, что:

1) подобные между собой явления имеют одинаковые критерии подобия;

2) любая зависимость между переменными величинами, характеризующими какие-либо явления, может быть представлена в виде зависимости между критериями подобия;

3) подобны те явления, условия однозначности которых подобны, и критерии, составленные из условий однозначности, численно одинаковы.

Теория подобия указывает, что в опытах нужно измерять все те величины, которые содержатся в критериях подобия, а результаты опытов обрабатывать в критериях подобия и зависимость между ними представлять в виде критериальных уравнений.

Данные единичного опыта можно распространять на подобные явления, то есть такие, у которых условия однозначности подобны и определяющие критерии (составленные из величин, входящих в условия однозначности) численно одинаковы.

Условиями однозначности, подлежащими воспроизведению на модели, являются:

1. Геометрическая форма.

2. Условия на входе воздуха:

а) расположение и форма приточного отверстия и подводящего к нему канала;

б) скорость воздуха, его температура или концентрация.

3. То же на выходе удаляемого воздуха.

4. Физические параметры воздуха (плотность, вязкость, теплопроводность, теплоемкость).

5. Источники тепла, влаги, паров, газов:

а) расположение и форма;

б) температура (концентрация);

в) мощность.

6. Источники охлаждения (соответственно 5).

По правилам, излагаемым в теории подобия, из уравнения движения вязкой жидкости можно извлечь следующие основные критерии подобия:

$Re = \frac{vl}{\nu}$  — критерий Рейнольдса, выражающий соотношение между инерционными и вязкими силами;

$Fr = \frac{gl}{v^2}$  — критерий Фруда, выражающий соотношение между гравитационными и инерционными силами;

$Ar = Fr \frac{\Delta p}{\rho} = \frac{gl}{v^2} \cdot \frac{\Delta p}{\rho} = \frac{gl\Delta t \beta}{v^2} = \frac{gl\Delta t}{v^2 T}$  — критерий Архимеда, выражающий соотношение между силами инерции и вытеснения, где  $\beta$  — коэффициент объемного расширения;

$Eu = \frac{\Delta p}{\rho v^2}$  — критерий Эйлера, выражающий соотношение между силами давления и динамическими силами.

При моделировании естественного движения воздуха критерий  $Ar$  преобразуют так, чтобы в нем не содержалось скорости в явном виде. Это достигается умножением  $Ar$  на  $Re^2$ . Так получается критерий Грасгофа:

$Gr = \frac{gl^3 \Delta T}{v^2 T} = \frac{gl^3 \beta \Delta t}{v^2}$ , который является мерой отношения сил тяжести к силам внутреннего трения.

Геометрически и механически подобные системы будут подобны между собою и в тепловом отношении только при определенных условиях. Из уравнения распространения тепла и уравнений теплообмена на границе могут быть получены следующие критерии:

$Pr = \frac{\nu}{a}$  для воздуха  $Pr \approx 0,73$  — критерий Прандтля, характеризующий физические свойства жидкостей;

$Pe = \frac{vl}{a} = Re \cdot Pr$  — критерий тепловой Пекле, аналогичный критерию  $Re$ ;

$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$  — критерий Нуссельта, характеризующий условия подобия процесса теплообмена на границе между телом и жидкостью.

Для образования критериев, содержащих величины, характеризующие тот или иной процесс, можно взять их любую комбинацию.

В приведенных формулах обозначены:

$v$  — скорость, м/сек;

$l$  — характерный линейный размер, м;

$\nu$  — кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/сек;

$\rho = \frac{\gamma}{g}$  — массовая плотность,  $\frac{кг/сек^2}{м^3}$ ;

$\Delta t = t_2 - t_1$  — разность температур в двух точках, град;

$T_1 = 273 + t_1$  — абсолютная температура в одной из точек, град абс;

$\beta = \frac{1}{T_1}$  — коэффициент объемного расширения, 1/град абс;

$\Delta p$  — перепад давлений в двух точках, кг/м<sup>2</sup>;

$a = \frac{\lambda}{c_p \gamma}$  — коэффициент температуропроводности;



$\lambda$  — коэффициент теплопроводности среды,  $\frac{\text{ккал}}{\text{м час град}}$ ;

$c_p$  — теплоемкость при постоянном давлении,  $\frac{\text{ккал}}{\text{кг град}}$ ;

$\alpha$  — коэффициент теплоотдачи,  $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{ час град}}$ .

Точное осуществление всех условий моделирования может выполняться в редких случаях. Здесь на помощь приходит существование областей автомодельности — тех областей явления, в пределах которых отдельные критерии подобия практически могут не соблюдаться. Например, экспериментально доказано, что турбулентные свободные струи автомодельны в отношении критерия  $Re$ , то есть их закономерности, выраженные в отвлеченных величинах, не зависят от начальной скорости и линейного размера. При изучении свободного движения жидкости, вызываемого разностью плотностей при значениях  $GrPr > 2 \times 10^7$ , закономерность процесса не зависит от линейного размера и температуры источника. Это обстоятельство позволяет изучать на моделях аэродинамические и тепловые процессы.

Посредством моделирования изучаются вопросы механической, естественной и комбинированной вентиляции, общей и местной, когда необходимость организованного воздухообмена вызывается наличием источников тепла, влаги, вредных для здоровья паров, газов и пыли.

К моделированию прибегают, когда возникает необходимость дать сравнительную оценку различных способов организации воздухообмена, дать аэродинамическую характеристику простых и незадуваемых фонарей, и во многих других случаях, когда аналитическое решение крайне трудно. Метод моделирования является надежным средством для изучения тех весьма сложных явлений, с которыми приходится сталкиваться при решении вопросов вентиляции.

В качестве рабочей среды при моделировании вентиляционных явлений может быть воздух или вода. То и другое имеет свои достоинства и недостатки. Техника моделирования на воздухе проще, и в соответствии с этим ведется дальнейшее изложение.

Для моделирования механической вентиляции<sup>1</sup> помещений с источниками тепла, кроме геометрического подобия, необходимо по приточной струе иметь в модели значение критерия  $Re$ , в соответствии с натурой, в турбулентной области  $Re \gg 2320$  и равенство критерия Архимеда в модели и натуре

$$Ar_m = Ar_n; \quad \frac{gl_m \Delta t_m}{v_m^2 T_m} = \frac{gl_n \Delta t_n}{v_n^2 T_n}$$

<sup>1</sup> Батурич В. В., Дудинцев Л. М. Аэродинамическое и тепловое моделирование принудительной вентиляции // Сб. науч. работ ин-тов охраны труда ВЦСПС. — М.: Физматгиз, 1962. — Вып. 1.

Здесь  $v_n$  — известная начальная скорость приточной струи, м/сек;

$\Delta t_n$  — разность между средней температурой в помещении и начальной температурой в приточной струе.

Индекс  $n$  относится к натуре, индекс  $m$  — к модели.

Для воспроизведения конвективной струи в модели необходимо иметь значение комплексного критерия Грасгофа — Прандтля в автомодельной области

$$GrPr = \frac{g l^3 \Delta t_n}{\nu^2 T_a} \geq 2 \cdot 10^7$$

(в последнее время ряд экспериментаторов утверждает, что автомодельность начинается при значении  $GrPr \geq 4 \cdot 10^5$ , а линейный размер, входящий в критерий  $Gr$  при групповом расположении источников, когда отдельные струи сливаются между собою, нужно считать, исходя из занятой источниками площади).

Как известно, при моделировании, когда рабочей средой является воздух, подобия температур на границах выдерживать не удастся. Поэтому область подобия температурных полей придется уменьшать, исключая из нее поверхности источников и стоков тепла, то есть теплопотери. Теплопотери можно исключить, если температуру воздуха, окружающего модель, поддерживать равной средней температуре воздуха в модели. Если этого не делать, то необходимо соблюдать соотношение

$$\left( \frac{Q_{потерь}}{Q_{изб}} \right)_n = \left( \frac{Q_{потерь}}{Q_{изб}} \right)_m$$

Исходя из равенства  $Ar_n = Ar_m$  (индекс  $n$  относится к натуре, а индекс  $m$  — к модели), определяется, какими должны быть в модели скорости и температуры воздуха, подаваемого механической вентиляцией.

Приравнявая  $Ar_n = Ar_m$ , после преобразований получим формулы для пересчета с модели на натуру, памятуя, что отношение линейных размеров природы и модели  $\frac{l_n}{l_m} = m$ , отношение площадей

$\frac{f_n}{f_m} = m^2$  и отношение объемов  $\frac{V_n}{V_m} = m^3$ :

для скоростей

$$v_n = v_m m^{1/2} \left( \frac{\Delta T_n}{\Delta T_m} \right)^{1/2} \left( \frac{T_m}{T_n} \right)^{1/2}; \quad (1)$$

расходов

$$L_n = L_m m^{3/2} \left( \frac{\Delta T_n}{\Delta T_m} \right)^{1/2} \left( \frac{T_m}{T_n} \right)^{1/2}; \quad (2)$$

избыточных тепловыделений

$$Q_n = Q_m m^{3/2} \left( \frac{\Delta T_n}{\Delta T_m} \right)^{3/2} \left( \frac{T_m}{T_n} \right)^{1/2} \left( \frac{\gamma_n}{\gamma_m} \right)^{1/2}; \quad (3)$$

удельных избыточных тепловыделений

$$q_H = q_M m^{-1/2} \left( \frac{\Delta T_H}{\Delta T_M} \right)^{3/2} \left( \frac{T_M}{T_H} \right)^{1/2} \left( \frac{\gamma_H}{\gamma_M} \right)^{1/2}; \quad (4)$$

кратностей воздухообмена

$$Kp_H = Kp_M \left( \frac{1}{m} \right)^{1/2} \left( \frac{q_H}{q_M} \right)^{1/2} \left( \frac{T_M}{T_H} \right)^{1/2}. \quad (5)$$

Отношение абсолютных температур  $\frac{T_M}{T_H}$  и удельных  $\frac{\gamma_H}{\gamma_M}$  весов большей частью близко к единице и без существенной погрешности может быть опущено, тогда формулы примут следующий вид: для скоростей

$$v_H = v_M m^{1/2} \left( \frac{\Delta T_H}{\Delta T_M} \right)^{1/2}; \quad (1')$$

расходов

$$L_H = L_M m^{3/2} \left( \frac{\Delta T_H}{\Delta T_M} \right)^{1/2}; \quad (2')$$

избыточных тепловыделений

$$Q_H = Q_M m^{3/2} \left( \frac{\Delta T_H}{\Delta T_M} \right)^{3/2}; \quad (3')$$

удельных избыточных тепловыделений

$$q_H = q_M m^{-1/2} \left( \frac{\Delta T_H}{\Delta T_M} \right)^{3/2}; \quad (4')$$

кратностей воздухообмена

$$Kp_H = Kp_M \left( \frac{1}{m} \right)^{1/2} \left( \frac{q_H}{q_M} \right)^{1/2}. \quad (5')$$

Эти соотношения при равенстве перепадов температур в соответственных точках между отработавшим (уходящим) и наружным воздухом будут: для скоростей

$$v_H = v_M m^{1/2}; \quad (1'')$$

для воздухообмена

$$L_H = L_M m^{3/2}; \quad (2'')$$

для избыточных тепловыделений

$$Q_H = Q_M m^{3/2}; \quad (3'')$$

для удельных избыточных тепловыделений и кратностей воздухообменов

$$q_H = q_M m^{-1/2}; \quad (4'')$$

$$Kp_n = Kp_m \left( \frac{1}{m} \right)^{1/3} \left( \frac{q_n}{q_m} \right)^{1/3}. \quad (5'')$$

В некоторых случаях масштаб избыточных температур принимают больше единицы:

$$\frac{\Delta t_m}{\Delta t_n} \geq a; \quad a = 1 \div 3.$$

Это позволит иметь большие температуры и немного большие скорости в модели, но вместе с тем будет меньше соответствия в отношении вязкости и плотности, и, вообще говоря, без специальных опытов трудно сказать, что важнее.

Для моделирования естественной вентиляции, происходящей вследствие разности весов столбов наружного и внутреннего воздуха, оказывается достаточным соблюдение геометрического подобия (здания и источников тепловыделений) и значений комплексного критерия  $GrPr > 2 \cdot 10^7$  до  $2 \cdot 10^{13}$ , обеспечивающих автомодельность тепловых струй.

Формулы для пересчета с модели на натуру остаются теми же, что приведены ранее, так как в данном случае хотя критерий  $Ar$  и не является определяющим, но вследствие установившегося подобия его значение в модели и в натуре автоматически оказывается равным.

Поставленные В. Н. Тетеревниковым<sup>1</sup> в Ленинградском институте охраны труда опыты на подобных моделях котельных, выполненных в масштабах 1/20 и 1/50 натуральной величины (одна могла рассматриваться как натура, другая как модель), подтвердили достоверность принятых условий для моделирования аэрации под действием так называемого теплового напора.

Достоверность принятых условий моделирования проверена нами в натуральных условиях при сравнении температурных и скоростных полей в существующем здании и его модели в 1/20 натуральной величины.

В качестве объекта для проверки была выбрана кузница одного завода. Она представляет собой однопролетное здание длиной 35,5 м, шириной 17,5 м, высотой около 11,1 м. Здание имеет фонарь с двумя ярусами верхнеподвесных створок. Кузница оборудована нагревательными печами, работающими на газе, прессами и молотами.

Вентиляция кузницы естественная. Приток осуществляется через двое ворот и частично через открытые створки в окнах, вытяжка — через створки в фонаре (при помощи механической вентиляции производится небольшая вытяжка от наждачного круга и примерно в таком же объеме подается воздух в виде воздушного душа).

<sup>1</sup> Тетеревников В. Н. Моделирование вентиляции помещений с конвективными тепловыделениями / Индустриальный ин-т: Автореф. дисс. канд. техн. наук. — Л., 1949.

При испытании были измерены температуры и скорости воздуха в приточных и вытяжных отверстиях, измерен расход горячего газа, подаваемого в печи.

В лаборатории института была сооружена геометрически подобная существующей кузнице модель в масштабе 1/20 н. в.

Источниками тепла служили маленькие электропечи, геометрически подобные натуральным.

При исследовании кузницы в натуре были получены следующие данные. Расход воздуха, уходящего через створки фонарей, составлял от 172 000 до 184 000 кг/час. Температура наружного воздуха за трехчасовой период испытания изменялась с 21,3 до 23,1°, а воздуха, уходящего через створки фонаря, — от 33 до 35°; средний перепад температур равнялся  $t_{yx} = t_n = 11,2$ . Расход газа на кузнечные печи был равен 87; 105 и 82,5 м<sup>3</sup>/час при теплотворности газа 6 000 ккал/м<sup>3</sup>. Тепловыделения изменялись от 495 000 до 620 000 ккал/час.

В модели расход тепла печами был так отрегулирован, что перепад температур между наружным и уходящим через створки в фонаре воздухом составил в среднем 11,3°, температура окружающего модель воздуха была 21°. Согласно измерениям общий расход воздуха в модели составил 91,0 кг/час, а количество избыточного тепла в модели составило 246 ккал/час.

В соответствии с уравнениями (1), (2) и (3) множители для перехода от данных модели к натуре будут:

для скоростей воздуха в приточных и вытяжных отверстиях

$$v_n = v_m \sqrt{m} \sqrt{\frac{\Delta t_n}{\Delta t_m}} = \sqrt{20} \sqrt{\frac{11,2}{11,3}} v_m = 4,45 v_m;$$

для воздухообмена

$$L_n = m^{2/2} \left( \frac{\Delta t_n}{\Delta t_m} \right)^{1/2} L_m = 20^{2/2} \sqrt{\frac{11,2}{11,3}} L_m = 1782 L_m;$$

для избыточного тепла

$$Q_n = m^{2/2} \left( \frac{\Delta t_n}{\Delta t_m} \right)^{2/2} Q_m = 20^{2/2} \left( \frac{11,2}{11,3} \right)^{2/2} Q_m = 1767 Q_m.$$

В табл. I—2 приводятся данные измерений скоростей воздуха в приточных отверстиях (ворота) и вытяжных отверстиях (створки фонаря), воздухообменов и теплоизбытков, замеренных при испытании здания (первая строка) и в опыте на модели этого здания (вторая строка). В третьей строке приводятся данные, полученные путем пересчета данных второй строки при помощи множителей перехода, определенных выше.

Сравнение данных первой и третьей строк показывает, что величины, полученные путем измерения в натуре и путем пересчета данных, определенных в опыте с моделью, хорошо совпадают друг с другом. Так, расхождение в данных по теплоизбыткам и воздухообменам не превышает 5%, также не превышает 5% и

Объект испытания	Скорость, м/сек									Воздухообмен, кг/час	Избыточное тепло, ккал/час	$\Delta t = t_{ух} - t_n$	
	Ворота				Створки фонаря								
	№ точек замеров												
	1	2	3	4	5—6	7—8	9	10					
Натура	1,05	1,51	1,37	1,53	1,6	1,37	1,8	1,51		169 500	456 000	11,2	
Модель	0,29	0,33	0,3	0,29	0,3	0,31	0,33	0,35		91	246	11,3	
Пересчеты на натуру	1,29	1,47	1,34	1,29	1,34	1,38	1,47	1,57		162 160	435 000	—	

среднее расхождение данных по скоростям в приточных и вытяжных отверстиях.

Для случая совместного действия гравитационных сил и ветра к ранее указанным условиям, определяющим подобие, добавляется соблюдение равенства критерия  $Ar$  в натуре и в модели.

В данном случае критерий  $Ar$  будет определяющим. На его основании определяется в модели необходимая скорость ветра.

При моделировании комбинированной общей вентиляции (механической и естественной) необходимо расчет модели вести таким образом, чтобы выдержать равными в модели и в натуре соотношения количеств движения струй, создаваемых механической и естественной вентиляцией.

Тепловое и аэродинамическое моделирование открывает широкие возможности для изучения весьма сложных вопросов.

Кроме аэрации и общеобменной механической вентиляции, посредством моделирования могут изучаться такие приемы вентиляции, как воздушные завесы, воздушные оазисы, бортовые отсосы, а также вопросы, связанные с организацией воздухообмена при выделении в помещении газов и пыли, вопросы улавливания пыли в пылесосных камерах, циклонах и т. д.

При моделировании механической или естественной вентиляции расчет модели производят, пользуясь формулами (1—5).

Прежде всего выбирается масштаб модели  $m$ . Если возникает необходимость измерять скорости воздуха в модели, то нужно иметь в виду, что они примерно в  $m^{1/2}$  будут меньше, чем в натуре, и что электроанемометром удовлетворительно можно измерить скорости около 0,1 м/сек.

Исходя из этого, величину  $m$  следует выбирать меньше и во всяком случае не более  $m=50$ . При  $m=50$  скорость в модели будет примерно в 7 раз меньше, чем в натуре. Когда все же приходится брать величину  $m \geq 50$ , масштаб температур  $\frac{\Delta t_m}{\Delta t_n}$  делают больше единицы.

Далее по формулам определяется расход воздуха и расход тепла. Нужно убедиться, что струи, воспроизводимые в модели, будут турбулентными  $Re > 5\,000 \div 8\,000$ .

При моделировании естественной вентиляции при выборе масштаба нужно учитывать, что значение комплексного критерия  $GrPr$  было бы более  $2 \cdot 10^7$ .

При моделировании вентиляции помещения с источниками тепла и влаги количество испаряемой влаги в модели

$$W_{\text{м}} = \frac{W_{\text{н}}}{m^2 \sqrt{m}}.$$

Тепловыделения подсчитываются по полному теплосодержанию пара, тогда равенство угловых масштабов процессов в модели и натуре получается автоматически:

$$\left( \frac{\Delta l}{\Delta x} = \frac{Q}{W} \right)_{\text{м}} = \left( \frac{\Delta l}{\Delta x} = \frac{Q}{W} \right)_{\text{н}}.$$

Изысканием методики моделирования воздухообмена в производственных помещениях с выделением вредных газов (при общей вентиляции в изотермических условиях) занимался инженер П. А. Санников в Казанском институте охраны труда.

При выделении газов легче или тяжелее воздуха токи различной мощности возникают вследствие разницы плотностей. Процесс переноса концентраций происходит и за счет молекулярной диффузии. Поэтому нужно установить, в каких пределах изменения критерия  $Re$  распределение концентрации автомодельно по  $Re$ .

Было выяснено, что при моделировании с газами верхний предел значения  $Re = 10^4$  удовлетворяет как подобию скоростных полей, так и полей концентраций и позволяет исключить влияние молекулярной диффузии.

В качестве определяющего был предварительно принят критерий Архимеда

$$Ar = \frac{gl}{v^2} \frac{\rho_1 - \rho_2}{\rho_2}.$$

Критерий  $Ar$  применяется для широкого круга вентиляционных процессов, при которых приходится иметь дело с различной плотностью воздуха, вызываемой различными причинами. Нет оснований не применить его и здесь, когда отличная от окружающей среды плотность вызывается газовыми примесями различных концентраций и удельных весов.

В критерии  $Ar$  сила тяжести фигурирует в виде подъемной силы:  $g(\rho_1 - \rho_2)$ , причем для рассматриваемых процессов значение плотности  $\rho$  может быть выражено через удельный вес газовой смеси, связанной (в изотермических условиях при постоянстве давления в модели) с концентрацией газов.

Критерий  $Ar$  удобен и для моделирования с газами и при наличии источников тепла, что позволяет объединить действие подъемной силы, вызываемой изменением температуры и концентрации газов.

Формулы для расчета модели и для пересчета с модели на натуру были получены из равенства критерия  $Ar_n = Ar_m$ .

$$Ar = \frac{gl}{\nu^2} \frac{\gamma_1 - \gamma_2}{\gamma_2}$$

в полной аналогии с прежде полученными формулами, например для скоростей

$$v_n = v_m \sqrt{m} \sqrt{\frac{\Delta\gamma_n}{\Delta\gamma_m} \frac{\gamma_n}{\gamma_m}},$$

и т. д.

Что было сделано? На двух геометрически подобных моделях (одна из них в качестве натуре, вторая — ее модель) с  $m = \frac{l_n}{l_m} = 4$  производилось при изотермических условиях исследование распределения концентраций газов при различных способах организации воздухообмена. Опыты производились с аммиаком ( $\gamma = 0,908 \text{ кг/м}^3$ ), бензином-70, этиловым эфиром и анилином.

Сопоставление результатов моделирования показало достаточно близкую сходимость. Таким образом, подтвердилась возможность моделирования по  $Ar$  при автомодельности  $Re \geq 10^4$ . При изотермических условиях поведение газов в модели закономерно отражало влияние удельного веса по отношению к воздуху, способ организации воздухообмена, мощность источников и величину воздухообмена.

Интересные опыты по моделированию при изотермических условиях были проведены Т. А. Фиалковской для сравнительной оценки различных способов организации воздухообмена при испарении бензола применительно к натурному цеху для пульверизационной окраски уникальных станков. Размеры цеха: длина 100 м, ширина 21 м и высота 13 м; цех с глухим перекрытием и двумя воротами по торцам. Одна продольная стена застроена, другая — наружная — имеет двухъярусное остекление. Модель в масштабе 1/50, испарение происходило из пяти ванночек общей площадью 217,5 см<sup>2</sup>. Сравнение различных способов вентиляции производилось при неизменном расположении ванночек и постоянном воздухообмене, равном 20 м<sup>3</sup>/час, что составляет кратность в модели 122 и в пересчете на натуру ~33.

Концентрации бензола в модели определялись экспресс-методом по двум вертикальным осям, установленным на 350 мм от торцов модели по оси цеха. На каждой из осей концентрации измерялись на расстояниях от пола: 10, 30 (рабочая зона), 100 и 200 мм, под потолком и в вытяжных отверстиях. Были исследованы шесть вариантов воздушораспределения, показанные в схеме на рис. II—2, а. Из них четыре варианта с подачей притока сосредоточенными струями; в схемах 3, 4 и 7 приток производится через 5 отверстий в верхней зоне продольной стенки и в схеме 8 — через равномерно распределенные отверстия в нижней зоне.



В схемах 5, 6, 7 и 8 сосредоточенная вытяжка в полу на месте окраски и в схемах 2 и 4 вытяжка также в полу, но рассредоточенная по всей длине цеха.

При обработке результатов анализов воздуха концентрации в рабочей зоне на оси *I* принимались за единицу (за масштаб), а концентрации бензола на других высотах и на оси *II* относились к ней.

Результаты такой обработки опытов для оси *I* представлены на рис. II—2, б. Концентрации бензола на оси *II*, отнесенные к концентрациям в рабочей зоне на оси *I*, приводятся на рис. II—2, в.

Из этих опытов следует, что при изотермических условиях удельный вес паров и газов играет существенную роль в распределении их концентраций и сказывается даже при больших кратностях воздухообмена. При наличии источников тепла, то есть при наличии конвективных токов, удельный вес паров и газов сколько-нибудь заметной роли не играет.

Сопоставляя и анализируя полученные данные, отмечаем, что при всех схемах вентиляции, где не устроен отсос воздуха снизу от места окраски (схемы 1, 2, 3 и 4) и устроена сосредоточенная подача вдоль или рассеянная поперек помещения, воздух во всем помещении настолько перемешивается, что концентрации в верхней и нижней зонах помещения уравниваются.

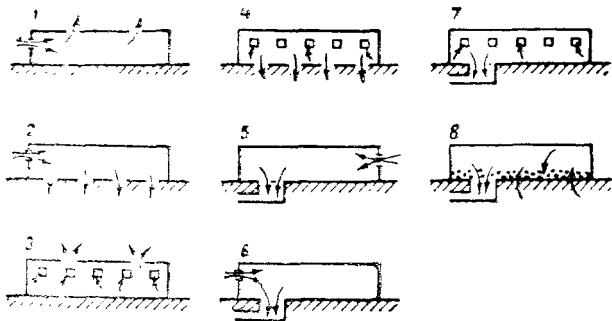
Совсем другое следует сказать о схемах 5, 6, 7 и 8, где вытяжка сосредоточена на местах окраски и воздух удаляется через решетки в полу помещения. Здесь концентрации бензола в отсасываемом воздухе в 4—5 раз превышают концентрации в зоне окраски на высоте 1,5 м от пола (в натурном цехе). Пары бензола в схемах 5 и 8 (при сосредоточенной подаче притока с торца, дальнего от места окраски, или при подаче воздуха с продольной стороны рассредоточенно в рабочую зону) почти совершенно не вовлекаются в общую циркуляцию воздуха в помещении, и потому воздух во всем помещении мало загрязняется. Распределение концентраций бензола при этих схемах вентиляции близко соответствует таковому при отсутствии проветривания помещения — см. сплошные тонкие линии на графике (рис. II—2, б).

При схемах 6 и 7 некоторая часть паров бензола захватывается приточными струями и вовлекается в общую циркуляцию. Однако эффективность вентиляции при этом не снижается, так как концентрации бензола в отводимом воздухе остаются высокими, а некоторое загрязнение верхней зоны помещения не страшно, так как в этой зоне нет постоянных рабочих мест.

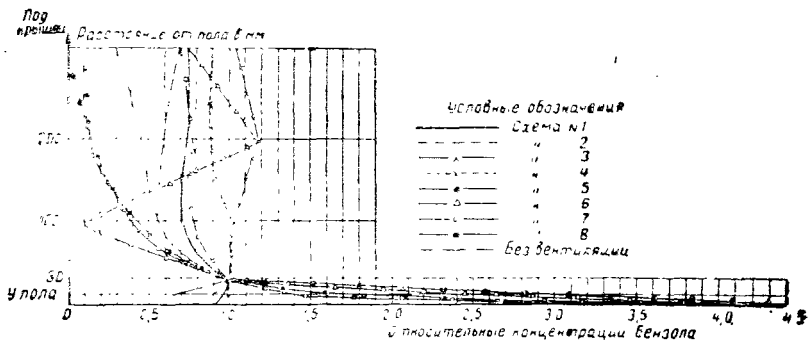
Таким образом, на основании материалов моделирования были сделаны выводы, получившие подтверждение в натуре.

Если в помещении не удастся сделать сосредоточенную вытяжку из зоны окраски, то вентиляционный обмен необходимо рассчитывать из условия растворения всех выделяющихся паров вредных веществ до предельно допустимых концентраций и

а



б



в

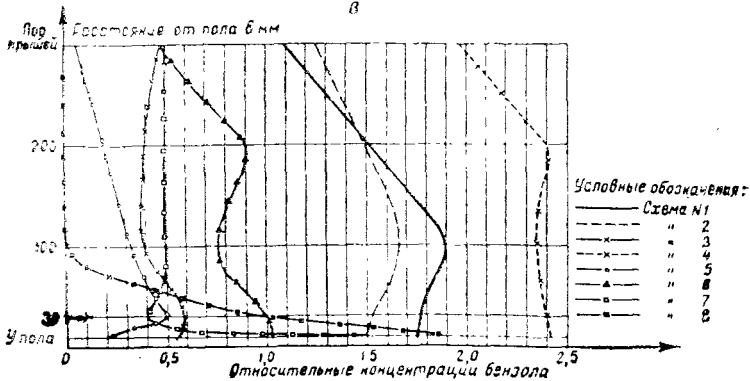


Рис. II—2

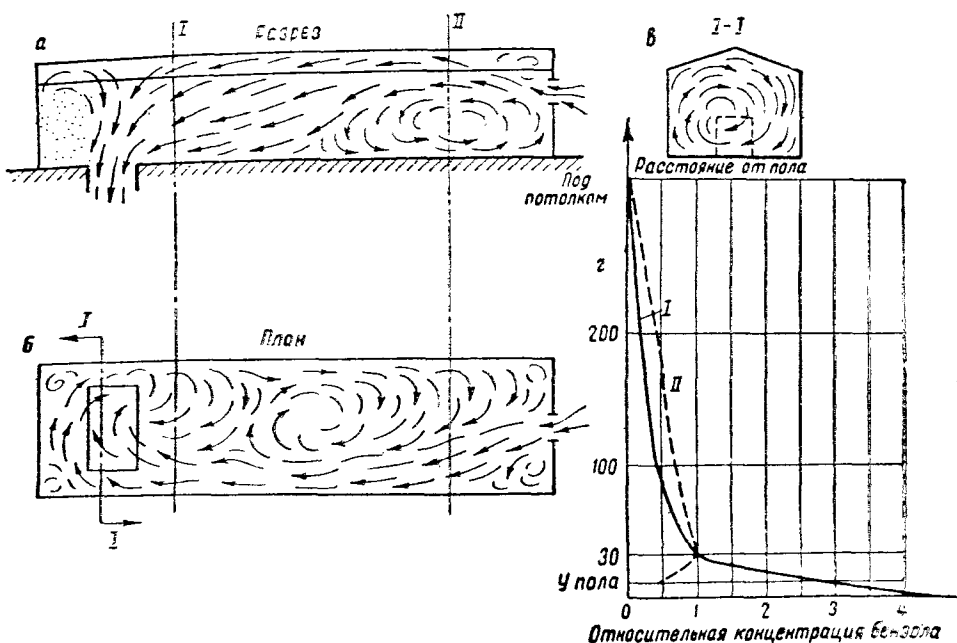


Рис. II—3

стремиться наиболее активно перемещать воздух сосредоточенными струями приточного воздуха, добиваясь того, чтобы в рабочей зоне концентрации не были выше средних. Ни одна из четырех (1, 2, 3, 4) исследованных схем вентиляции не имеет в этом отношении каких-либо преимуществ, и поэтому все они могут быть использованы в зависимости от местных условий и конструктивных удобств размещения вентиляционных агрегатов.

При устройстве сосредоточенной вытяжки в местах окраски через пол объемы отсасываемого воздуха, рассчитанные на растворение вредных выделений, могут быть уменьшены в 4 раза. Наилучший эффект будет получен при условии подачи воздуха рассеянно в рабочую зону помещения. Такой же эффект может быть получен при сосредоточенной подаче воздуха на участках, отдаленных от источников.

Особенности распределения концентраций бензола при сосредоточенном притоке (схемы 5 и 6) становятся понятными при рассмотрении зарисовок циркуляции потоков. На рис. II—3 представлена циркуляция, когда организация воздухообмена осуществлялась по схеме 5. На рис. II—3 показана циркуляция: *а* — в разрезе модели; *б* — в плане, на уровне рабочей зоны; *в* — в поперечном разрезе; *г* — распределение концентраций по высоте. Аналогичные схемы циркуляции даны на рис. II—4.

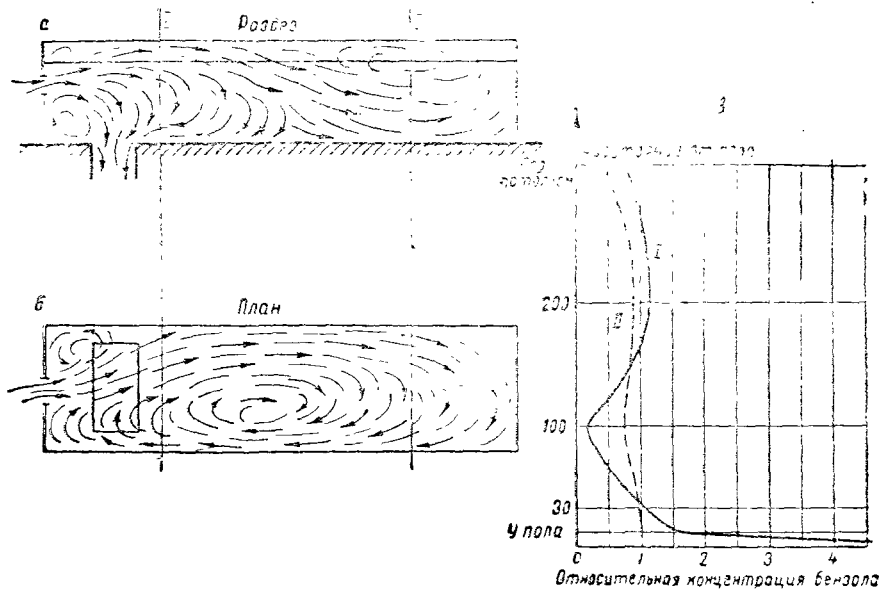


Рис. II—4

В. М. Эльтерман в статье «Моделирование вентиляции помещений с источниками тепла и газовых вредностей»<sup>1</sup> пишет, что определяющим критерием в этом случае будет

$$\frac{v^3 c_p T \rho}{q l^2} = \text{idem},$$

где  $v$  — скорость истечения воздуха из приточных отверстий, м/сек;

$c_p$  — теплоемкость при постоянном давлении, ккал/кг град;

$T$  — температура окружающей среды, °К;

$\rho$  — плотность воздуха, кг сек<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;

$q$  — удельное тепловыделение, ккал/сек м<sup>3</sup>;

$l$  — характерный размер, м.

Физический смысл критерия в том, что он определяет отношение энергии приточных струй к энергии тепловых струй. Равенство критерия в модели и натуре подтверждает подобие явлений при совместном действии приточных и тепловых струй.

Новый критерий не противоречит критерию Архимеда.

Придание видимости потокам. Как уже сказано ранее, поля температур, скоростей и концентраций формируются в результате взаимодействия струй естественной и вынужденной

<sup>1</sup> Сборник научных работ институтов охраны труда ВЦСПС. — М.: Профиздат, 1962. — Вып. 6.

конвекции. Поэтому существенно важно иметь правильное представление о тех потоках, которые существуют в помещении до устройства вентиляции, и как вентиляционные струи будут воздействовать на них.

Известные трудности создаются вследствие прозрачности воздуха, невидимости путей его перемещения.

Чтобы преодолеть эти трудности, нужно сделать потоки видимыми. Существуют различные способы, при помощи которых поток делается видимым.

Визуальные наблюдения дают возможность получить общую картину всего течения и представление о форме линий тока или траекторий.

При изучении движения различают линии тока, линии отмеченных частиц и траектории частиц.

Линией тока называют такую линию, касательная в каждой точке которой совпадает с вектором скорости в данный момент времени.

Линией отмеченных частиц называют линию, соединяющую в определенный момент времени все частицы, прошедшие через определенную точку в области движения.

Траектория — это путь, проходимый одной частицей.

Моментальный фотографический снимок дает изображение линий отмеченных частиц. На снимке, сделанном с выдержкой, получаются черточки, являющиеся траекториями частиц.

Сравнительно простым способом придания видимости воздушному потоку является применение разного рода флюгарок (наподобие флажков), вводимых в поток на тонких иголках. Это могут быть тонкие нити — шерстяные, шелковые, льняные или бумажные. Они хорошо показывают направление скоростей в месте своего нахождения. Помещая достаточное число шелковинок в исследуемую область течения, можно получить хорошую картину распределения направлений скоростей, то есть спектр линий тока. Этим способом придания видимости воздушному потоку мы широко пользуемся как в лабораторной, так и производственной обстановке.

Таким способом мы пользовались для получения спектров потоков при обтекании сложных форм зданий (рис. II—5), при изучении воздушных завес, для выяснения направления скоростей перед воротами при всасывании и нагнетании воздуха через проем ворот (рис. II—6). Кроме того, длинная легкая лента, прикрепленная у места истечения струи воздушной заве-

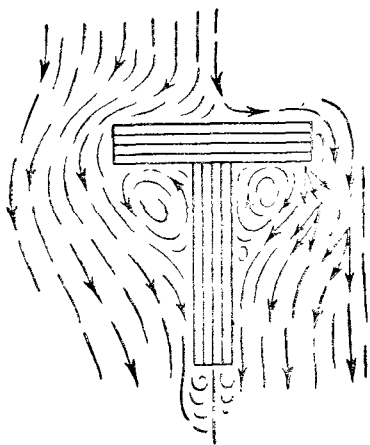


Рис. II—5. Схема воздушных потоков

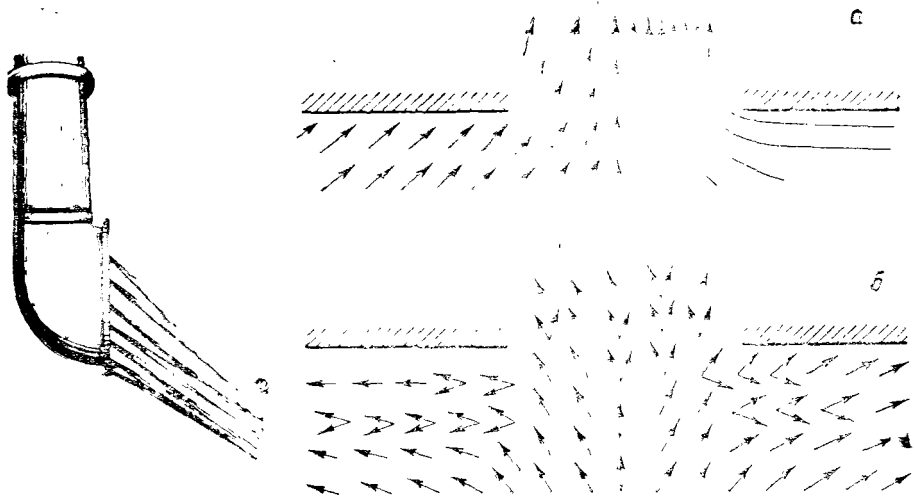


Рис. II—6. Флюгарки, показывающие направление потоков у приточного насадка и перед воротами:  
а — при разрезении; б — при ветре

сы, дает возможность составить представление об изогнутой оси воздушной завесы.

При помощи тонких бумажных ленточек показано (рис. II—6) также, что струя, вытекающая из патрубка в виде короткого колена, отклоняется вниз.

Более подробное представление о деталях течений воздуха получают путем задымления потока. При этом можно или выпускать из дымара струйку дыма, или вводить в исследуемую область на тонкой проволочке ватку, смоченную в дымообразующей жидкости.

Имеются различные способы получения дыма. Белый тумано-подобный дым, хорошо видимый на темном фоне, получается при смешении воздуха, насыщенного парами соляной кислоты, с парами раствора аммиака (лучше, если аммиак подогрет).

Конструкция такого дымара приводится на рис. II—7.

Пользуясь дымаром, были произведены зарисовки потоков в модели (рис. II—8) при естественной вентиляции. Источниками тепловыделений служили две средние печи (остальные печи были холодными). Для притока воздуха были открыты ворота по торцам, а для вытяжки открыты створки в фонаре. Потоки (в плане) показаны на уровне середины высоты печей.

Для подкрашивания пользуются также табачным дымом. Имеются дымары, заряжаемые махоркой.

В Московском авиационном институте (МАИ) применяется дымар с папиросой. Папироса вставляется в стеклянный сосудик куркой наружу. К другому отверстию присоединяется груша.

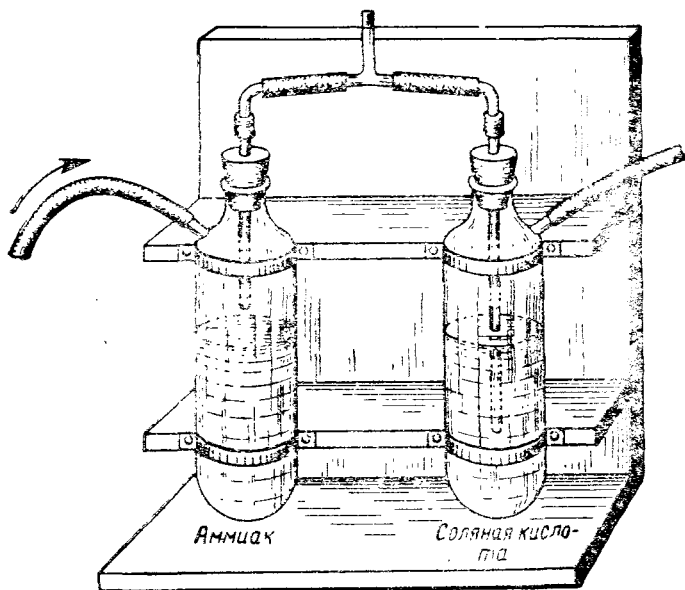


Рис. II—7. Дымарь

Густой белый, отчетливо видимый дым дает четыреххлористый титан или четыреххлористое олово. Они особенно пригодны для смачивания в них ватки и введения ее в исследуемые области потока.

При принудительном введении в поток окрашенной струи нужно, чтобы она обладала той же скоростью, что и находящиеся в непосредственной близости к ней участки течения. Это делается для того, чтобы не внести в поток возмущений, которые могли бы привести к составлению неправильных представлений.

Необходимо еще упомянуть о химическом способе получения картины обтекания тела воздухом. Способ этот состоит в том, что испытуемое тело располагают на плоскости, покрытой химическим составом — индикатором, например краской конго, а протекающий воздух насыщают парами аммиака или соляной кислоты. Вместо краски конго можно применять азотнокислую закись ртути, действуя на нее воздухом, насыщенным аммиаком. Пары действуют на индикатор тем сильнее, чем сильнее струя воздуха в данном месте потока.

Красная краска конго при реакции делается синей. Пары аммиака, действуя на влажную поверхность азотнокислой закиси ртути, оставляют следы серовато-стального цвета с синеватым оттенком. (Такие снимки, если их нужно хранить, нуждаются в фиксировании в специальном растворе.)

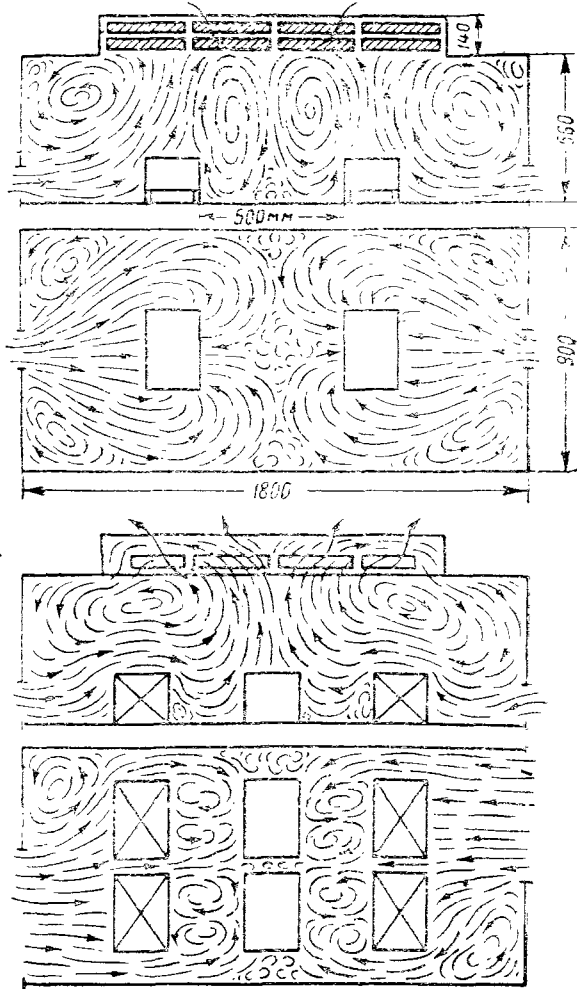


Рис. II—8. Циркуляция потоков при наличии нескольких источников тепла

В тех случаях, когда исследуются нагретые струи, которые в среде менее нагретого воздуха создают оптическую неоднородность, применяется оптический метод Дворжака.

Схема установки Дворжака приведена на рис. II—9.

Здесь  $L_1$  — линза с фокусным расстоянием 226 мм и диаметром 71 мм;  $L_2$  — линза с фокусным расстоянием 193 мм и диаметром 28 мм;  $D$  — металлическая диафрагма с заостренными краями, зачерненная изнутри и имеющая отверстие около 1 мм;  $H$  — исследуемая область;  $S$  — источник света;  $\mathcal{E}$  — экран.



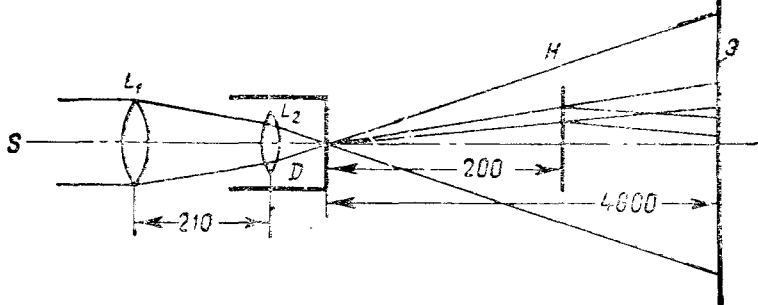


Рис. II—9. Схема Дворжака

Неоднородная среда в  $H$ , освещенная концентрированным точечным источником света, дает на экране резко очерченную тень. Преломленные неоднородностью среды лучи усиливают освещенность экрана вблизи тени неоднородности и еще более выделяют на экране тень прилежащими светлыми бликами.

В несколько измененном виде этот способ применялся в Центральном котлотурбинном институте (рис. II—10).

Источником света служила дуга постоянного тока. Положительный угол дуги горизонтален, а отрицательный составляет с ним угол  $90-135^\circ$ . Угли непламенные (без фитиля). Кратер положительного угла и являлся точечным источником света.

При уменьшении диаметра положительного угла до  $5\text{ мм}$  и отрицательного до  $2\text{ мм}$  расстояние от светящейся точки до исследуемого объекта можно сократить до  $1\text{ м}$ . Наилучшее соотношение расстояния матового экрана до исследуемого тела  $a$  (рис. II—10) и последнего до источника света  $b$  оказалось  $a = 0,75 b$ .

Существует еще оптический метод Теплера. Он позволяет наблюдать лишь очень ограниченную область (до  $10\text{ мм}$ ).

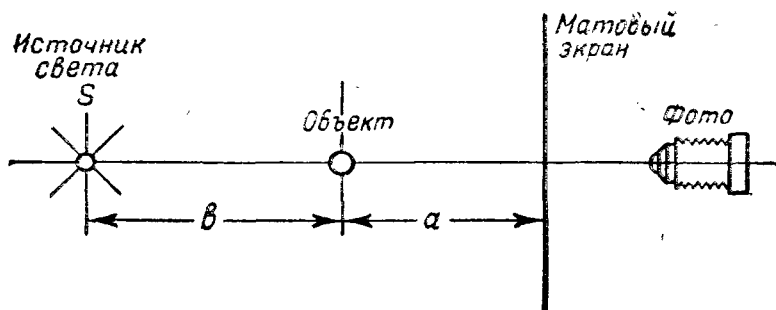


Рис. II—10. Схема ЦКТИ

По этим соображениям он малопригоден для изучения движения применительно к вентиляционным явлениям.

Преимущество метода Дворжака перед оптическим методом Теллера заключается в том, что первый позволяет производить изучение картины движения сразу во всем объекте.

Эффективные картины движения воздуха со взвешенными в нем мельчайшими частицами (дыма, пыли) получаются при помощи светового ножа. Световой нож — это плоский световой поток, которым сечется задымленный воздушный поток.

В камере, имеющей размеры  $630 \times 440 \times 400$  мм<sup>3</sup>, в передней стенке с внутренней стороны вставлена плоско-выпуклая линза с длиной хорды 300 мм. С наружной стороны линза закрыта, и оставлена лишь вертикальная щель шириной 5 мм.

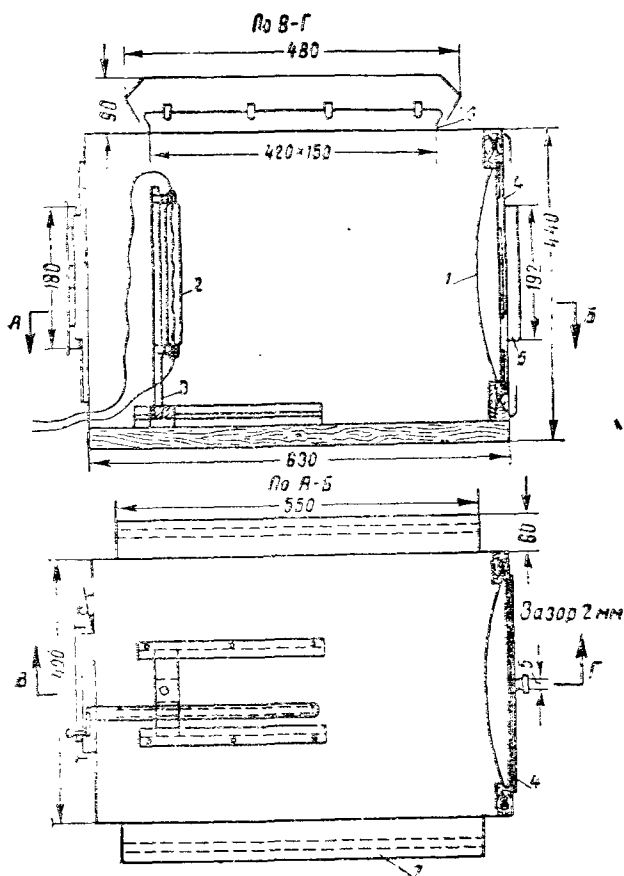


Рис. II—11. Световой нож:

1 — линза  $\varnothing = 300$  мм; 2 — софитная электрическая лампа 40 Вт, 200 В; 3 — штатив; 4 — диафрагма с щелью  $5 \times 195$  мм; 5 — щель  $50 \times 195$  мм; 6 — отверстия для вытяжки воздуха; 7 — отверстия для притока воздуха

Внутри камеры на передвижной площадке помещается патрон для электроламп. Лампы обычные в 1000—2000 Вт, лучше пользоваться кинолампами. Для вентиляции камеры верх ее снабжался фонарем. Задняя стенка съемная (рис. II—11).

Сделать течение видимым в воде значительно проще, чем в воздухе. Для этого пользуются гидравлическими лотками.

Гидравлические лотки, применяются в лаборатории МИОТ. Один из этих лотков изображен в аксанометрической проекции на рис. II—12.

Течение воды со свободной поверхностью делается видимым посредством посыпания поверхности легкими плавающими частицами, в точности воспроизводящими движение воды.

Посыпание поверхности можно производить ликоподием или обезжиренным алюминиевым порошком.

Для того чтобы картина течения, получаемая в воде, была такой же, как в природе, необходимо иметь одинаковые режимы движения (установившееся турбулентное движение).

Следует иметь в виду, что, начиная с определенной скорости течения, в воде возникают волны, в первую очередь поверхностные — капиллярные (рябь на поверхности воды), а затем уже гравитационные. Эта граничная скорость равна 23,4 см/сек. Тем самым устанавливаются определенные границы для получения режимов течения при проектировании лотков и при экспериментах.

При экспериментировании нужно иметь в виду, что поверхность воды очень чувствительна к самым ничтожным загрязнениям.

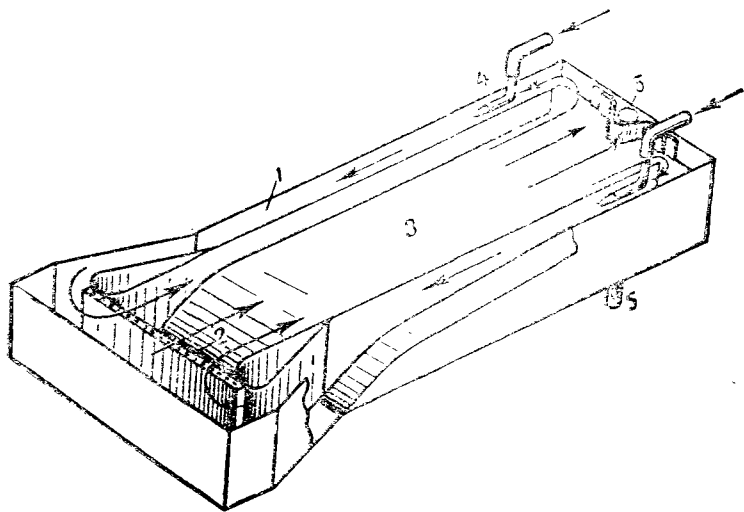


Рис. II—12. Гидравлический лоток:

1 — обратные каналы; 2 — спрямляющая решетка в коллекторе; 3 — рабочая часть лотка; 4 — эжекторы; 5 — переливная труба

ниями, особенно содержащим жирные вещества. Известно, с какой быстротой маленькая капелька нефти растекается по большой водной поверхности. Между тем частицы пыли, всегда содержащиеся в воздухе, обычно имеют на своей поверхности вещества, действующие аналогично капелькам нефти. Если оставить на несколько часов открытую ванну с водой в соприкосновении с комнатным воздухом, то поверхность воды будет совершенно испорчена. Через один-два дня на ней образуется плотный слой, разбивающийся при движении на отдельные куски в виде льдинок. Поэтому в конструкциях лотков необходимо предусматривать возможность непрерывного обновления поверхностного слоя. Алюминиевый порошок должен улавливаться специальным фильтром.

Длину гидравлического лотка можно значительно сократить, если в качестве средства для выравнивания скорости по всему сечению лотка применять фильтр из стеклянной ваты вместо выпрямляющих приспособлений и направляющих лопаток.

Кроме ликоподия и алюминиевого порошка, для того чтобы движение было видимым, в поток вводят струю жидкости, окрашенную, например, красными чернилами и т. п. Рекомендуются применять анилиновые краски и марганцовокислый калий.

Чтобы убедиться в чистоте поверхности воды, необходимо, посыпая алюминиевый порошок на поверхность, слегка дуть на него, чтобы рассеивать его ровным слоем. Если порошок не скапливается в отдельные кучки, это значит, что поверхность достаточно чиста для эксперимента.

Для фиксации спектров течения в гидравлических лотках пользуются фотографированием и зарисовками (см. гл. VI, § 27, 28).

Общее представление о том, как организуются опыты по моделированию вентиляционных явлений, какие применяются при этом аппаратура и приборы, можно составить по рис. II—13. На этом рисунке<sup>1</sup> представлена модель здания в  $\frac{1}{16}$  натуральной величины, оборудованная для исследования сосредоточенной подачи воздуха.

Путем моделирования нужно было установить, при каких начальных параметрах струи, выпускаемой из приточного патрубка 4, подвижность воздуха в рабочей зоне не будет превышать 0,5 м/сек, а колебание температур воздуха в рабочей зоне по всей площади помещения не превысит 2—2,5°.

Под начальными параметрами струи понимались начальная скорость струи, турбулентность, начальный объем воздуха в струе, начальная температура, угол наклона оси струи в зависимости от высоты (над полом) расположения оси струи.

---

<sup>1</sup> Гобза Р. Н. Воздушное отопление с сосредоточенной подачей воздуха; Батурич В. В. Моделирование воздушного отопления // Сб. материалов науч.-техн. информации по теплоснабжению, отоплению и вентиляции. — М.: Стройиздат, 1947.

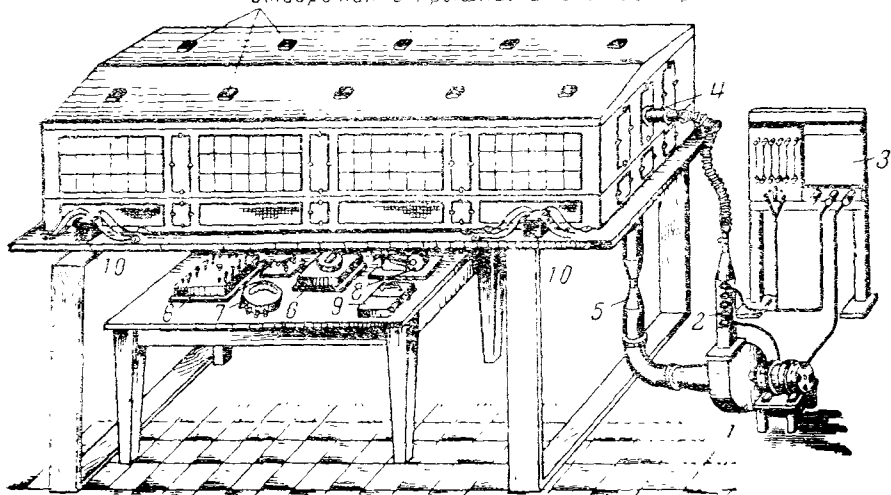


Рис. II—13. Модель на испытательном стенде:

1 — электровентилятор; 2 — электрокалорифер; 3 — реостат электрокалорифера; 4 — приточный патрубок; 5 — рециркуляционный канал; 6 — переключатели термопар; 7 — гальванометр термопар; 8 — микроманометр ЦАГИ; 9 — гальванометр электроанемометра; 10 — нулевой слай термопар

Для наблюдения за потоками в модели были натянуты струны и на них подвешены флюгарки из шелковинок, а для того, чтобы обеспечить правильную зарисовку и фиксацию точек замера, на стеклах модели внутри нанесены координатные сетки. Траектория приточной струи фиксировалась путем задымления подаваемого воздуха.

Для измерения температур воздуха в различных точках модели (по длине и высоте) были установлены термопары (медь — константан), соединенные посредством переключателя с гальванометром.

Измерение скоростей в модели производилось электроанемометром конструкции Н. В. Рогозина<sup>1</sup>. Электроанемометр вводился в модель через пробки в отверстиях крыши. Электроанемометр с гальванометром предварительно тарировался в аэродинамической трубе.

Расход воздуха измерялся трубкой Вентури и микроманометром ЦАГИ, по этому расходу вычислялась начальная скорость струи. Подогрев воздуха мог производиться электрокалорифером 2. Для рециркуляции воздух забирался через отверстие вблизи пола модели.

Результаты обработки одного из опытов представлены на рис. II—14.

<sup>1</sup> Подробное описание приборов можно найти в книге: Бромлей М. Ф., Кучерук В. В. Технические испытания вентиляционных установок. — М.: Госиздат литературы по строительству и архитектуре, 1952.

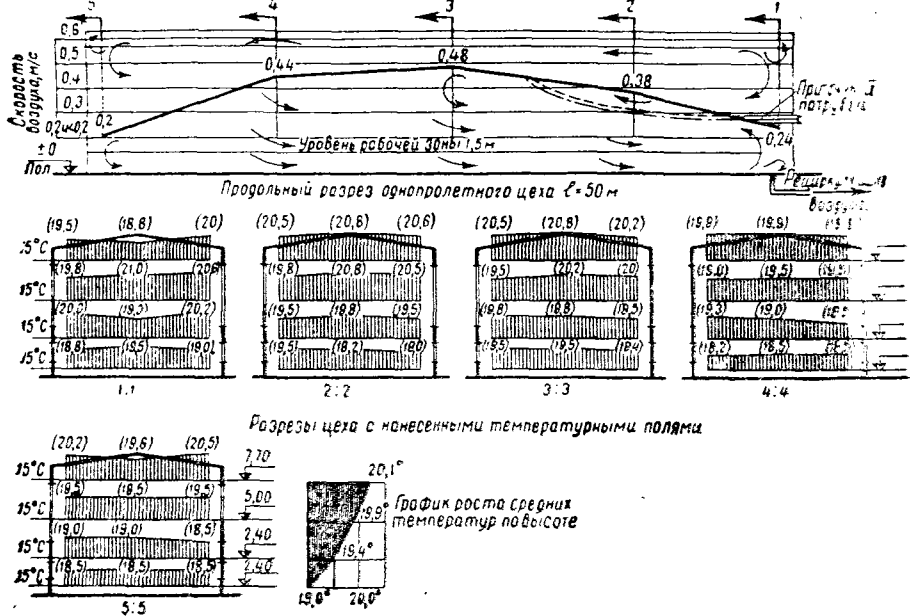


Рис. II—14. Протокол испытания  
Условия опыта № 46:

кратность обмена . . . . .	3
температура подаваемого воздуха . . . . .	34,9° С
производительность системы по воздуху . . . . .	14 820 м <sup>3</sup> /час
средняя температура в цехе . . . . .	19,6° С
размеры патрубка . . . . .	$d=800$ мм
высота выпуска воздуха . . . . .	3,75 м
угол наклона патрубка к горизонту . . . . .	0°
начальная скорость выпуска воздуха . . . . .	8,0 м/сек

Условные обозначения:

- график подвижности воздуха по рабочей зоне;  
 траектория оси струи воздушного потока: — — — замеренная,  
 - - - теоретическая

Таким путем были получены приближенные данные для проектирования сосредоточенной подачи воздуха, в частности для сосредоточенного воздушного отопления.

До проведения этих экспериментов такие системы воздушного отопления, несмотря на их очевидные экономические преимущества, не находили широкого распространения вследствие неизученности вопроса.

После опубликования полученных результатов системы сосредоточенной подачи воздуха для отопления и вентиляции (особенно для воздушного отопления) получили широкое распространение.

Дальнейшие исследования таких систем в лаборатории и на производстве позволили внести соответствующие коррективы.

## **§ 6. Общие способы определения количества вредностей и определение воздухообмена**

Количество вредностей — тепла, паров и газов, поступающее в воздух помещения в единицу времени, служит исходным для определения количества воздуха при общей вентиляции.

В отношении пыли общее количество продукта, превращенного в пыль и поступившего в воздух помещения в единицу времени, не может служить основанием для определения воздухообмена в силу того, что пыль состоит из самых разнообразных по размеру, форме и плотности частиц, которые по-разному ведут себя в воздухе. Крупные и тяжелые частицы быстро оседают на различные поверхности, выпадая из воздуха, и только мельчайшие перемешиваются с воздухом и, подобно газам, разносятся токами по помещению, участвуя в циркуляции.

Количество воздуха при местной вытяжной вентиляции определяется в зависимости от ее вида и типа приемника — местного отсоса; при этом чаще всего исходят из скоростей в отверстии приемника, которые должны обеспечить наибольший захват вредности. Такие приемники проектируются сообразно с характером вредности, направлением и скоростями ее распространения, с учетом подвижности воздуха в помещении, в зависимости от расстояния приемника от источника, словом, как от аэродинамических условий, так и от удобства обслуживания огражденной части аппарата или машины рабочими.

Большой частью создаются опытные конструкции местных отсосов, достоинство которых определяется длительной эксплуатацией в производственных условиях.

При местной приточной вентиляции (воздушные души) количество воздуха определяется главным образом интенсивностью радиации (температура нагретой поверхности, расстояние от нее и т. д.) и окружающими метеорологическими условиями.

Для воздушных завес количество воздуха определяется главным образом скоростями наружного воздуха, направленными внутрь проемов (ворот и пр.).

Таким образом, только при общей вентиляции требуется тщательное определение количества вредностей, поступающих в воздух помещения.

Для определения количества вредностей пользуются или теоретическими подсчетами, или проверенными экспериментальными данными, а в некоторых случаях для этого приходится ставить специальные опыты.

Наиболее надежным является последний путь, однако применение его возможно только в существующих цехах, между тем как вентиляционные мероприятия должны быть предусмотрены еще при проектировании цехов. Но и в этих случаях представля-

ется возможным использовать данные опыта, полученные при испытании аналогичных существующих цехов, при наличии такого же оборудования в них, как и в проектируемых.

Чтобы определить содержание вредности экспериментальным путем, нужно измерить количество воздуха, проходящее в единицу времени через исследуемое помещение, и концентрацию вредностей в воздухе при поступлении и выходе его из помещения.

Такого рода испытания проводятся достаточно длительное время при более или менее установившемся состоянии процесса с постановкой контрольных опытов.

Допустим, что через цех при работе всего оборудования, от которого поступает вредность, проходит количество воздуха  $L$ , концентрация при входе  $k_1$  и при выходе в отработавшем воздухе  $k_2$ . Тогда количество вредностей  $K$ , поступающее в единицу времени в воздух помещений, будет

$$K = L(k_2 - k_1).$$

Определенное таким путем количество вредностей  $K$  относится к наиболее характерной единице расходуемого в единицу времени сырья или вырабатываемой продукции. Например, тепло относят к единице сжигаемого топлива, водяные пары — к расходу пара и т. д.

Такие данные могут быть использованы для расчета вентиляции в подобных цехах.

Подсчет таких вредностей, как тепло, производится по формулам теории теплопередачи, по тепловым испытаниям аппаратуры; подсчет газов производится или по формулам протекания реакции или чаще по экспериментальным данным. Количество водяных паров, испаряющихся с поверхности ванн, определяется по теоретическим и экспериментальным формулам.

Зная количество вредностей, поступающих в воздух помещения в единицу времени ( $K$ ), и зная концентрации этой вредности в воздухе при поступлении его в помещение ( $k_1$ ) и при удалении из него ( $k_2$ ), требуемое количество воздуха в производственных помещениях определяют по упрощенной формуле

$$L = \frac{K}{k_2 - k_1}.$$

Если  $K$  представляет собой избыточное тепло  $Q_{изб} \left[ \frac{\text{ккал}}{\text{час}} \right]$ , формула приобретает следующий вид:

$$L = \frac{Q_{изб}}{c(t_2 - t_1)} \left[ \frac{\text{кг}}{\text{час}} \right]$$

или в более общем виде:

$$L = \frac{Q_{изб}}{J_2 - J_1} \left[ \frac{\text{кг}}{\text{час}} \right],$$



где  $c \left[ \frac{\text{ккал}}{\text{кг/град}} \right]$  — весовая теплоемкость воздуха при постоянном давлении;

$t_2$  — температура удаляемого из помещения воздуха;

$t_1$  — температура вводимого воздуха;

$J_1 - J_2 \left[ \frac{\text{ккал}}{\text{кг}} \right]$  — соответственно теплосодержание воздуха.

Для определения общих воздухообменов в помещениях большого объема при действии вентиляции с перерывами напишем уравнение баланса вредности (сохранения вещества) в дифференциальной форме<sup>1</sup>. Обозначим: объем помещения  $V \text{ м}^3$ ; количество вредности, поступающее в воздух помещения в час,  $K$  единицы; начальная концентрация вредности в  $1 \text{ м}^3$  приточного воздуха  $k_1$ ; концентрация в  $1 \text{ м}^3$  воздуха помещения в определенный момент времени  $k$  (переменная), начальное и конечное ее значение  $k_n$  и  $k_k$ .

Объем воздуха, вводимого в помещение,  $L' \text{ м}^3/\text{час}$  при температуре помещения  $t$ . Температура наружного воздуха  $t_0$  и продолжительность действия вентиляции  $z$  часов.

Предполагаем, что выделение вредности происходит непрерывно и равномерно в течение рассматриваемого промежутка времени и равномерно заполняет объем помещения.

Объем вводимого воздуха при наружной температуре  $t_0$  будет

$$L' \frac{1 + \alpha t_0}{1 + \alpha t} = L'm,$$

где

$$m = \frac{1 + \alpha t_0}{1 + \alpha t_1}.$$

За промежуток времени  $dz$  с наружным воздухом вносятся вредности  $L'mk_1 dz$ .

Выделяются вредности источником  $K dz$ .

Удаляется из помещения  $L'k dz$  (где  $k$  изменяется от  $k_n$  до  $k_k$ ).

Тогда изменение концентрации в воздухе помещения будет

$$(L'mk_1 + K - L'k) dz = V dk,$$

откуда

$$\frac{dz}{V} = \frac{dk}{L'mk_1 + K - L'k} = -\frac{1}{L'} \cdot \frac{d(L'mk_1 + K - L'k)}{(L'mk_1 - K - L'k)}.$$

<sup>1</sup> Отопление и вентиляция. — 1938. — № 1.

Интегрируя, получим

$$\int_0^z \frac{dz}{V} = -\frac{1}{L'} \int_{k_H}^{k_K} \frac{d(L'mk_1 + K - L'k)}{L'mk_1 + K - L'k} \cdot \frac{zL'}{V} = \ln \frac{L'mk_1 + K - L'k_H}{L'mk_1 + K - L'k_K}. \quad (1)$$

Определение  $L'$  из этого уравнения представляет некоторые технические трудности. Поэтому используем приближенные решения.

Из уравнения (1) можно определить время  $z$ , в течение которого концентрация в помещении с  $k_H$  изменится на  $k_K$  при прочих известных величинах. Это время  $z$  будет обратно пропорциональным кратности воздухообмена  $\frac{L'}{V}$ . Кроме того, из формулы (1), представив ее в виде

$$e^{-\frac{zL'}{V}} = \frac{L'mk_1 + K - L'k_H}{L'mk_1 + K - L'k_K},$$

можно определить конечную концентрацию  $k_K$ , которая будет в помещении через  $z$  часов, при прочих известных величинах:

$$k_K = \frac{L'mk_1 + K}{L'} \left(1 - e^{-\frac{zL'}{V}}\right) + k_{H1} e^{-\frac{zL'}{V}}. \quad (a)$$

Эта формула получена в предположении, что все количество вредности, выделяемое источником, полностью поступает в воздух помещения.

Если под  $K$  понимать какие-либо пары или газы, то они не должны абсорбироваться телами, находящимися в помещении.

Если по этой формуле определять температуру, то под  $K$  нужно разуметь не все тепло, выделяемое источником, а только то, которое идет на нагревание воздуха, так как, кроме того, тепло аккумулируется оборудованием и строительными конструкциями.

Раскладывая натуральный логарифм в ряд и ограничиваясь первым членом, получим приближенное значение:

$$\frac{zL'}{V} = \frac{L'(k_K - k_H)}{L'mk_1 + K - L'k_K}. \quad (6)$$

Решая относительно  $L'$ , получим

$$L' \approx \frac{K - \frac{V}{z}(k_K - k_H)}{k_K - mk_1}. \quad (2)$$

Решая основной интеграл приближенным методом трапеций, получили бы

$$z = \frac{V(k_K - k_H)}{2} \left( \frac{1}{L'mk_1 + K - L'k_H} + \frac{1}{L'mk_1 + K - L'k_K} \right),$$

а отсюда

$$L' = \frac{V}{2z - \frac{V}{K}(k_k - k_n)} - \frac{K}{k_n - k_k}. \quad (2')$$

Выражение для определения воздухообмена при установившемся состоянии (когда вентиляция непрерывно работает длительное время,  $z \rightarrow \infty$ ) получим из уравнения (а)

$$L' = \frac{K}{k_k - mk_1}.$$

То же самое получим из основного уравнения, если возьмем

$$\frac{dk}{dz} = 0.$$

Подсчеты показывают, что при непрерывной работе вентиляции в течение восьми и более часов влияние объема помещения становится ничтожным и им можно пренебречь. Поэтому при расчетах вентиляции пользуются полученной ранее упрощенной формулой

$$L' = \frac{K}{k_k - k_n}.$$

Воздух, вводимый в помещение, в общем случае приходится предварительно обрабатывать. Это может быть нагревание или охлаждение, увлажнение или осушка, очистка воздуха от пыли, иногда от вредных газов.

Приточный воздух в помещении изменяет свое состояние.

Наиболее простое и наглядное представление о всех термодинамических изменениях, происходящих как в процессе предварительной обработки воздуха, так и в дальнейших трансформациях воздуха, претерпеваемых в помещении, можно получить при помощи  $I-d$ -диаграммы влажного воздуха.

### Глава III. ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА И $I-d$ -ДИАГРАММА

#### § 7. Предпосылки к построению $I-d$ -диаграммы

Окружающий нас атмосферный воздух представляет смесь, состоящую в основном из кислорода, углекислоты и водяных паров. Все газы, входящие в состав воздуха, находятся далеко от состояния насыщения (сильно перегреты).

Водяной пар в воздухе может быть как в перегретом, так и в насыщенном состоянии.

В зависимости от состояния водяного пара различают насыщенный и ненасыщенный воздух.

В пределах температур и давлений, встречающихся в вентиляционной технике, парциальное давление водяных паров во влажном воздухе ничтожно мало по сравнению с общим, то есть барометрическим давлением.

Вследствие этого смесь абсолютно сухого воздуха и водяного пара с достаточной для технических расчетов точностью можно рассматривать как смесь идеальных газов, применять к ним закон Дальтона и характеристическое уравнение вида

$$Pv = RT \text{ для } 1 \text{ кг газа} \quad (1)$$

или

$$PGv = PV = GRT \text{ для } G \text{ кг газа,} \quad (1')$$

где  $P$  — абсолютное давление,  $\text{кг}/\text{м}^2$ ;

$V$  — объем  $G$   $\text{кг}$  газа,  $\text{м}^3$ ;

$v = \frac{V}{G}$  — объем 1  $\text{кг}$  газа,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;

$\frac{G}{V} = \gamma$  — вес единицы объема, то есть удельный вес,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$T$  — абсолютная температура;

$R$  — газовая постоянная,  $\text{кг м}/\text{кг град}$ .

Газовая постоянная для абсолютно сухого воздуха

$$R_s = 29,27,$$

для водяного пара

$$R_n = 47.$$

Уравнение состояния для  $L$   $\text{кг}$  влажного воздуха (то есть смеси)

$$P_{s,l} V = L_{s,l} R_{s,l} T,$$

где  $P_{s,l} = B$  — давление влажного воздуха (барометрическое давление).

По закону Дальтона давление смеси (в данном случае барометрическое давление) равняется сумме парциальных давлений сухого воздуха  $P_s$  и водяного пара  $P_n$

$$P_s + P_n = B.$$

Вес смеси  $L_{s,l}$  равняется сумме весов составных частей (сухого воздуха  $L_s$  и водяных паров  $G_n$ )

$$L_{s,l} = L_s + G_n.$$

Объем каждого из компонентов равняется объему смеси

$$V_s = V_n = V.$$

Газовая постоянная для влажного воздуха может быть найдена по формуле

$$R_{s,l} = \frac{L_s}{L_{s,l}} R_s + \frac{G_n}{L_{s,l}} R_n.$$

Выражение для удельного веса сухого воздуха получим, если в формуле (1) заменим  $v$  на  $\frac{1}{\gamma}$ , что дает

$$\gamma = \frac{P}{RT} \text{ кг}/\text{м}^3.$$

В частности, для сухого воздуха при  $P_s = B = 760$   $\text{мм рт. ст.}$

$$\gamma_s = \frac{760 \cdot 13,6}{29,27 T} \approx \frac{353}{T} \text{ кг}/\text{м}^3.$$

Выражение для удельного веса влажного воздуха можно получить следующим образом. Как известно,

$$L_{в.л} = L_a + G_n.$$

Так как объем смеси равен объему каждого из компонентов смеси, то, разделив последнее выражение почленно на  $V$ , будем иметь

$$\frac{L_{в.л}}{V} = \frac{L_a}{V} + \frac{G_n}{V} \text{ или}$$

$$\gamma_{в.л} = \gamma_a + \gamma_n.$$

Произведя замену и прибавляя и вычитая по  $\frac{P_n}{R_n T}$ , получим

$$\gamma_{в.л} = \frac{P_a}{R_a T} + \frac{P_n}{R_a T} - \frac{P_n}{R_a T} + \frac{P_n}{R_n T} = \frac{B}{R_a T} - \frac{P_n}{T} \left( \frac{1}{R_a} - \frac{1}{R_n} \right),$$

или

$$\gamma_{в.л} = \frac{B}{R_a T} - 0,0129 \frac{P_n}{T} \text{ кг/м}^3. \quad (2)$$

Из этой формулы видно, что удельный вес влажного воздуха при одинаковых  $B$  и  $T$  меньше удельного веса сухого на величину  $0,0129 \frac{P_n}{T}$ .

В интересующем нас интервале температур и давлений теплоемкости сухого воздуха  $c_a$  и водяного пара  $c_n$  можно считать постоянными и равными

$$c_a = 0,24 \text{ ккал/кг град},$$

$$c_n = 0,46 \div 0,47 \text{ ккал/кг град}.$$

Если теплосодержание<sup>1</sup> сухого воздуха при  $0^\circ$  принять равным 0, то его теплосодержание  $J_a$  при температуре  $t$  будет

$$J_a = 0,24 t \text{ ккал/кг}.$$

Теплосодержание водяного пара может быть выражено формулой (одинаково пригодной как для насыщенного, так и для перегретого пара)

$$i_n = 595 + 0,47 t \text{ ккал/кг}, \quad (3)$$

где  $595 \text{ ккал/кг}$  — теплопарообразования при  $0^\circ$ .

Влажный воздух характеризуется количеством водяных паров в  $1 \text{ м}^3$  влажного воздуха. Это количество может быть различным, однако при данной температуре и давлении оно не может быть более определенного максимального количества. Этому

<sup>1</sup> Под теплосодержанием понимается то количество тепла, которое необходимо, чтобы при постоянном давлении нагреть  $1 \text{ кг}$  воздуха от  $0^\circ$  до температуры  $t$ .

максимальному количеству соответствует давление насыщенного пара, которое, как известно, однозначно определяется его температурой.

Во время увлажнения или осушки воздуха количество сухого воздуха остается неизменным. Поэтому удобнее всего относить количество влаги в 1 кг сухого воздуха.

Количество влаги, приходящееся на 1 кг сухого воздуха в смеси, называют влагосодержанием.

Если смесь состоит из  $L_s$  кг сухого воздуха и  $G_n$  кг водяного пара, то есть

$$L_{s,2} = L_s + G_n,$$

то влагосодержание  $x$ , выраженное в кг пара на 1 кг сухого воздуха, будет

$$x = \frac{G_n \text{ кг (вод. пара)}}{L_s \text{ кг (сух. возд.)}}.$$

Из характеристических уравнений, написанных порознь для пара и воздуха, имеем

$$G_n = \frac{P_n V}{R_n T} \quad \text{и} \quad L_s = \frac{P_s V}{R_s T}.$$

После деления первого уравнения на второе получим

$$x = \frac{G_n}{L_s} = \frac{R_s P_n}{R_n P_s} = \frac{29,27 P_n}{47 P_s} = 0,623 \frac{P_n}{P_s} \text{ кг/кг}.$$

Заменяя  $P_s = B - P_n$  и выражая вес влаги в граммах, получаем влагосодержание  $d$ :

$$d = x \cdot 1000 = 623 \frac{P_n}{B - P_n} \text{ г/кг}. \quad (4)$$

Из этого уравнения следует, что влагосодержание при данном барометрическом давлении зависит только от парциального давления водяного пара.

Вес водяного пара в 1 м<sup>3</sup> влажного воздуха называют абсолютной влажностью. Так как в 1 м<sup>3</sup> влажного воздуха содержится 1 м<sup>3</sup> водяного пара (со своим парциальным давлением), то, следовательно, абсолютная влажность измеряется удельным весом  $\gamma_n$  водяного пара:

$$\gamma_n = \frac{P_n}{R_n T} \text{ кг/м}^3.$$

Относительной влажностью, или степенью насыщения, называют отношение веса водяного пара, заключающегося в 1 м<sup>3</sup> смеси, к максимально возможному весу водяного пара в 1 м<sup>3</sup> при полном насыщении при той же температуре. Следовательно,

$$\varphi = \frac{\gamma_n}{\gamma_n}.$$

Из характеристических уравнений

$$\gamma_n = \frac{P_n}{R_n T} \text{ и } \gamma_n = \frac{P_n}{R_n T}$$

Получим

$$\varphi = \frac{\gamma_n}{\gamma_n} = \frac{P_n}{P_n}$$

После этого формула для влагосодержания  $d$  может быть переписана, если заменить в ней  $P_n$  через  $\varphi P_n$ , следующим образом:

$$d = 623 \frac{\varphi P_n}{B - \varphi P_n} \text{ г/кг.} \quad (5)$$

Рассматривая смесь, состоящую из 1 кг сухого воздуха и  $d$  г водяных паров, можно написать выражение для теплосодержания влажного воздуха (смеси), отнесенного к 1 кг сухого воздуха или к  $(1+x)$  кг влажного, в виде

$$J = 0,24t + (595 + 0,47t) \cdot 0,001 d \text{ ккал/кг.} \quad (6)$$

Уравнения (5) и (6) служат исходными для построения  $J$ — $d$ -диаграммы влажного воздуха, впервые предложенной профессором Л. К. Рамзиным.

$J$ — $d$ -диаграмма дает графическую зависимость между основными величинами, характеризующими состояние влажного воздуха.

При пользовании  $J$ — $d$ -диаграммой вопросы нагревания, охлаждения, увлажнения, осушки и смешения воздуха решаются весьма наглядно и просто.

Уравнения (5) и (6) связывают шесть величин:  $J$ ,  $d$ ,  $t$ ,  $\varphi$ ,  $B$  и  $P_n$ ; если принять барометрическое давление неизменным ( $B = \text{const}$ ) и учесть, что парциальное давление насыщенного пара однозначно определяется его температурой ( $P_n = f(t)$ ), то остаются четыре переменные:  $J$ ,  $d$ ,  $t$ ,  $\varphi$ , связанные между собою двумя уравнениями, вследствие чего две переменные являются независимыми.

Диаграмма строится в косоугольной системе координат<sup>1</sup>. На оси абсцисс откладываются влагосодержания, на оси ординат — теплосодержания. Масштабы для них, как независимых переменных, могут быть выбраны произвольно.

В силу уравнений (5) и (6) любой точке на сетке  $J$ — $d$  соответствует совершенно определенная температура  $t$  и относительная влажность  $\varphi$ .

Пользуясь таблицами насыщенного водяного пара, можно последовательно для разных значений  $t$  и  $\varphi$  вычислить по форму-

<sup>1</sup> В прямоугольной системе координат область ненасыщенного воздуха получается узкой и неудобной для графоаналитических расчетов.



лам значения  $J$  и  $d$ , а затем на сетке  $J-d$  нанести линии  $t = \text{const}$  и  $\varphi = \text{const}$ .

Из уравнения (6) следует, что в координатах  $J-d$  изотермы (линии  $t = \text{const}$ ) представляют прямые линии (уравнение первой степени). Наклон изотерм к оси абсцисс можно получить, если взять производную  $\frac{\partial J}{\partial d}$ :

$$\frac{\partial J}{\partial d} = (595 + 0,47t) \cdot 0,001.$$

Из этого выражения следует, что наклон изотерм несколько возрастает с увеличением температур. Диаграмма  $J-d$  приведена на рис. III—1.

Кривая насыщения  $\varphi = 1$  делит диаграмму на две части: выше ее водяные пары, содержащиеся в воздухе, не насыщены (в перегретом состоянии), а ниже ее — в состоянии пересыщения. Так как состояние пересыщения является неустойчивым и обычно сопровождается конденсацией, то ниже предельной кривой находится область тумана.

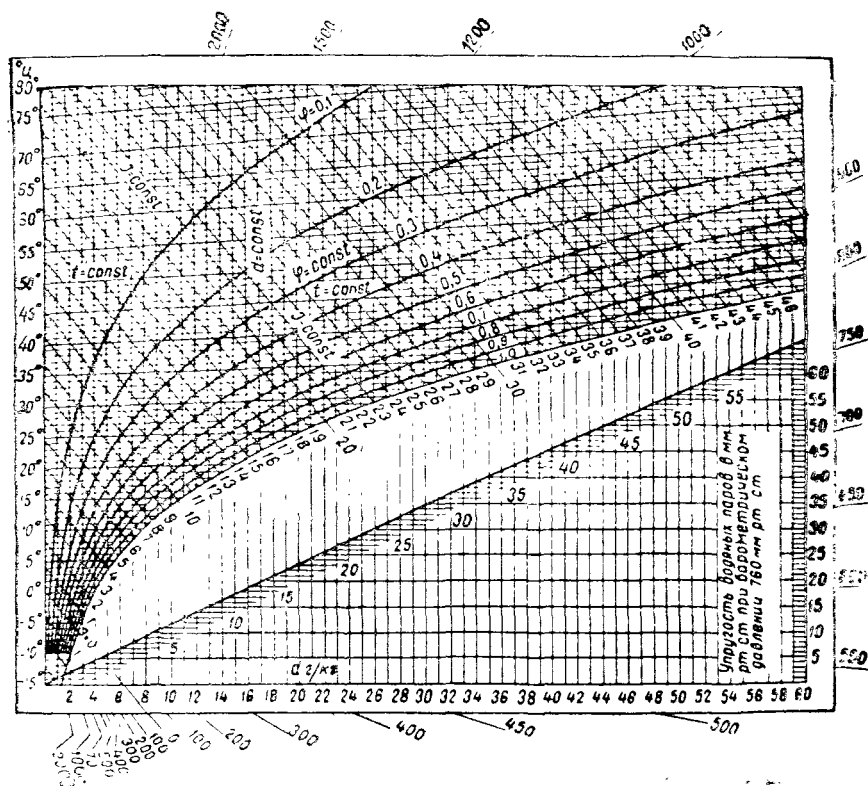


Рис. III—1.  $J-d$ -диаграмма

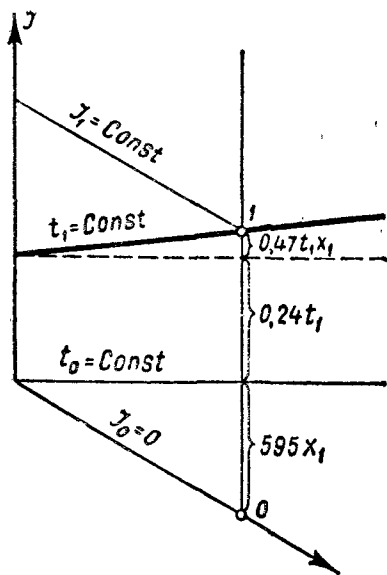


Рис. III—2. Схема определения тепло содержания насыщенного воздуха с капельной влагой

Если из любой точки 0 (рис. III—2), взятой на оси абсцисс  $J_0 = 0$ , провести прямую, параллельную оси ординат ( $x_1 = \text{const}$ ), до какой-либо точки 1, лежащей на изотерме  $t_1 = \text{const}$ , то отрезок 01, определяющий тепло содержание  $J_1$  в точке 1, будет равен сумме трех отрезков, что видно из уравнения (6):

$$J_1 = 595 x_1 + 0,24 t_1 + 0,47 t_1 x_1.$$

Тепло содержание насыщенного воздуха с капельной влагой в количестве  $x_a$  кг/кг может быть представлено так:

$$J = 0,24 t + (595 + 0,47 t) x_n + x_a t \text{ ккал/кг.}$$

Наклон изотерм в области тумана получим из этого уравнения при  $t = \text{const}$  и  $x_n = \text{const}$ , взяв производную  $\frac{\partial J}{\partial x}$ , тогда  $\frac{\partial J}{\partial x} = t$ .

Таким образом, в области тумана, как это будет видно из дальнейшего, изотермы практически совпадают с соответствующими линиями  $J = \text{const}$ .

Диаграмма на рис. III—1 построена для барометрического давления  $B = 760$  мм рт. ст.

При иных барометрических давлениях линии  $\phi = \text{const}$  и, в частности, кривая насыщения  $\phi = 1$  будут несколько смещаться. Построить кривую насыщения в этом случае можно, пользуясь уравнением (5), приняв  $\phi = 1$ , тогда

$$d = \frac{623 P_n}{B - P_n}.$$

При увеличении барометрического давления линия насыщения ( $\phi = 1$ ) на диаграмме смещается вверх, а при понижении — вниз. Так, например, если бы давление с 760 мм рт. ст. уменьшилось до 380 мм рт. ст., то кривая насыщения  $\phi = 1$  при  $B = 760$  мм рт. ст. стала бы кривой для  $\phi = 0,5$  при  $B = 380$  мм рт. ст. При небольших изменениях барометрического давления  $\pm 20$  мм рт. ст. с достаточной для практических расчетов точностью можно пользоваться приведенной на рис. III—1 диаграммой.

Внизу диаграммы нанесена линия парциальных давлений водяного пара в мм рт. ст.

Чтобы найти парциальное давление пара при заданных  $t$  и  $\phi$ ,

нужно из соответствующей им точки на диаграмме провести линию  $d = \text{const}$  до пересечения с кривой парциальных давлений.

### § 8. Процессы нагревания и охлаждения воздуха при неизменном влагосодержании

Процессы, протекающие без изменения влагосодержания ( $d = \text{const}$ ) при нагревании или охлаждении влажного воздуха, изображаются в  $J-d$ -диаграмме прямыми, параллельными оси ординат.

Если воздух состояния  $I$  ( $t_1$  и  $\varphi_1$ , рис. III—3) нагревать в калорифере, то процесс на диаграмме изобразится прямой, направленной параллельно оси ординат вертикально вверх от точки  $I$ .

Если известно количество тепла, приходящееся на 1 кг сухого воздуха, то определение температуры может быть произведено непосредственно по диаграмме.

Аналитическое определение производится при помощи формул:

$$\Delta J = J_2 - J_1 = [0,24 t_2 + (595 + 0,47 t_2) x_1] - [0,24 t_1 + (595 + 0,47 t_1) x_1] = 0,24 (t_2 - t_1) + 0,47 x_1 (t_2 - t_1) \text{ ккал/кг,}$$

откуда

$$t_2 = t_1 + \frac{\Delta J}{0,24 + 0,47 x},$$

где  $\Delta J$  — количество тепла, сообщенное 1 кг сухого воздуха;  $0,24 + 0,47 x$  — теплоемкость влажного воздуха,  $\text{ккал/кг} \times \text{град}$ .

Если  $L$  кг/час воздуха нужно нагреть от начального состояния  $t_1, \varphi_1$  ( $J_1, d_1$ ) до конечного  $t_2, \varphi_2$  ( $J_2, d_2$ ), то количество необходимого тепла

$$Q = L(J_2 - J_1) \text{ ккал/час.}$$

$J_1$  и  $J_2$  находятся непосредственно по диаграмме, а при аналитических расчетах — по формуле

$$Q = L[0,24(t_2 - t_1) + 0,47 x(t_2 - t_1)] \text{ ккал/час.}$$

Когда значение  $x$  не превышает 0,01 кг/кг, множителем 0,47  $\tilde{x}$  ( $t_2 - t_1$ ) при практических расчетах ввиду его малого значения допустимо пренебрегать, тогда

$$\Delta J \approx 0,24(t_2 - t_1) \text{ ккал/кг.}$$

Если задан объем влажного воздуха  $V$  м<sup>3</sup>/час, то для расчетов по  $J-d$ -диаграмме необходимо объем перевести в вес и выделить сухую часть.

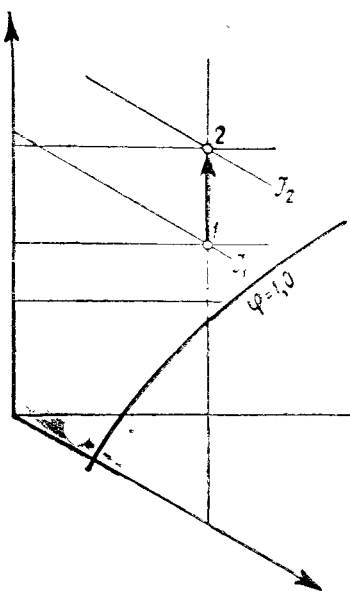


Рис. III—3. Нагревание воздуха при неизменном влагосодержании

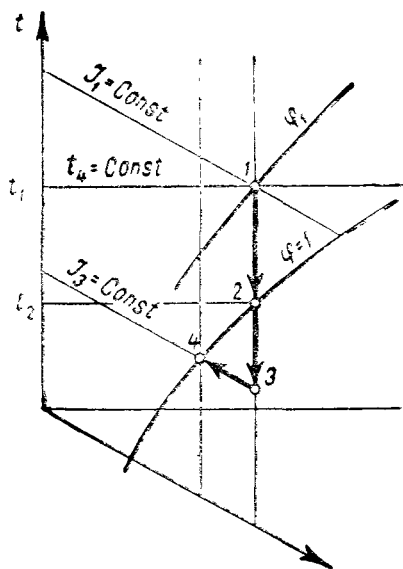


Рис. III—4. Охлаждение воздуха при неизменном влагосодержании

Для этого пользуются следующими формулами:

$$L_{в.л} = V \gamma_{в.л}; \quad \gamma_{в.л} = \frac{B}{29,27 T} - 0,0129 \frac{P_n}{T} \quad \text{и} \quad L = \frac{L_{в.л}}{1+x}.$$

При этом  $\varphi P_n = P_n$  можно найти непосредственно по кривой парциальных давлений, нанесенной на диаграмме  $J-d$ , или найти значение  $P_n$  по таблицам насыщенного водяного пара.

Следует заметить, что при невысоких температурах, до  $t=25^\circ$ , даже при  $\varphi=1$  удельный вес влажного воздуха весьма незначительно отличается от удельного веса сухого воздуха.

Например,  $\gamma$  насыщенного воздуха при  $t=25^\circ$  равняется  $1,17 \text{ кг/м}^3$ , а сухого  $1,183 \text{ кг/м}^3$ . Поэтому при практических расчетах в указанном интервале температур вес влажного воздуха допустимо приближенно принимать равным весу сухого воздуха.

Если ненасыщенный воздух (рис. III—4, точка 1) охлаждать при неизменном влагосодержании  $d_1 = \text{const}$ , то процесс в  $J-d$ -диаграмме изобразится прямой, направленной вертикально вниз из точки 1. С понижением температуры относительная влажность будет увеличиваться и достигнет  $\varphi=1$  на пересечении с кривой насыщения.

Дальнейшее охлаждение насыщенного воздуха сопровождается конденсацией водяных паров, которые выделяются в виде росы. В связи с этим температура, соответствующая  $\varphi=1$ , называется температурой точки росы.



$\varphi = 0,9$  проводим вверх прямую по  $d = \text{const}$  до пересечения с  $t_s = 18^\circ$ , в точке  $B$  находим  $\varphi_s = 0,65$ . Воздух, имеющий  $t_s = 18^\circ$  и  $\varphi_s = 0,65$ , охлаждаясь у перекрытия до  $13^\circ$ , будет иметь относительную влажность  $\varphi = 0,9$ , и, следовательно, конденсации водяных паров из воздуха на перекрытии не будет.

### § 9. Процессы смешения

Также просто в  $J-d$ -диаграмме решаются вопросы об определении параметров смеси воздуха двух различных состояний.

Допустим, нужно смешать  $L_1$  кг воздуха состояния 1 ( $t_1, \varphi_1$ ) и  $L_2$  кг состояния 2 ( $t_2, \varphi_2$ ). Требуется определить  $t_{см}$ ,  $\varphi_{см}$  (рис. III—6).

Процесс смешения предполагаем совершающимся без отнятия и сообщения тепла и влаги со стороны.

Напишем уравнения баланса тепла и баланса влаги (то есть уравнения, выражающие, что общие количества тепла и влаги в смеси должны равняться их содержаниям в первом и втором компонентах смеси).

Уравнение баланса тепла

$$L_1 J_1 + L_2 J_2 = (L_1 + L_2) J_{см},$$

откуда

$$J_{см} = \frac{L_1 J_1 + L_2 J_2}{L_1 + L_2}. \quad (7)$$

Аналогично из уравнения баланса влаги имеем

$$L_1 x_1 + L_2 x_2 = (L_1 + L_2) x_{см},$$

$$x_{см} = \frac{L_1 x_1 + L_2 x_2}{L_1 + L_2}. \quad (8)$$

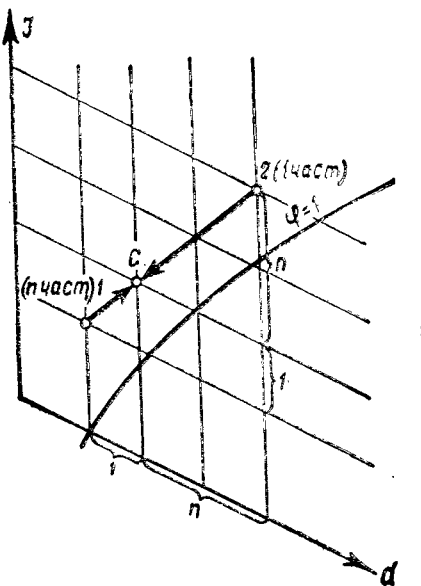
Обозначая пропорцию смеси  $\frac{L_1}{L_2} = n$  и деля числитель и знаменатель правых частей уравнений (7) и (8) на  $L_2$ , получим

$$x_{см} = \frac{n x_1 + x_2}{n + 1} \quad \text{и} \quad J_{см} = \frac{n J_1 + J_2}{n + 1}.$$

Решая эти уравнения относительно  $n$  и приравнявая найденные решения, имеем

$$n = \frac{x_2 - x_{см}}{x_{см} - x_1} = \frac{J_2 - J_{см}}{J_{см} - J_1}. \quad (9)$$

Рис. III—6. Определение параметров смеси воздуха двух различных состояний



Из аналитической геометрии известно, что уравнение (9) пред-

ставляет собой уравнение прямой, проходящей через три точки: 1, 2 и С. Следовательно, точка С лежит на прямой 1—2, которая является геометрическим местом смесей состояний 1 и 2. Из пропорции

$$\frac{x_2 - x_{с.м.}}{x_{с.м.} - x_1} = \frac{L_1}{L_2} = \frac{\tau}{1}$$

следует, что точка смеси С делит линию 1—2 на отрезки, обратно пропорциональные весам сухого воздуха каждой из составных частей.

Прибавляя к обеим частям пропорции по единице, получаем

$$\frac{x_2 - x_1}{x_{с.м.} - x_1} = \frac{n + 1}{1}, \text{ или}$$

$$x_{с.м.} - x_1 = \frac{x_2 - x_1}{n + 1}.$$

Чтобы найти точку смеси, нужно прямую 1—2 разделить на  $n+1$  частей и отложить отрезок, равный единице, от точки 1, входящей  $n$ -частями в смесь (по правилу рычага).

При смешивании двух количеств ненасыщенного воздуха состояния 1 и 2 можно получить пересыщенную смесь (рис. III—7, а) — туманообразование. Точка смеси 3 при этом перейдет в более устойчивое состояние на кривую насыщения  $\varphi=1$ , в точку 4; при этом на каждый килограмм сухого воздуха в смеси выпадает влаги  $x_3 - x_4$  кг/кг или  $d_3 - d_4$  г/кг.

Если после смешивания нужно получить более нагретый воздух, например состояния в точке 3 (рис. III—7, б), то необходимое для этого тепло в количестве  $(L_1 + L_2)(J_3 - J_{с.м.})$  ккал/кг может быть подведено или к смеси, или же к любому из ее компонентов.

## § 10. Примешивание к воздуху воды и водяных паров

Увлажнение воздуха достигается испарением воды, а осушка воздуха — конденсацией водяных паров из воздуха.

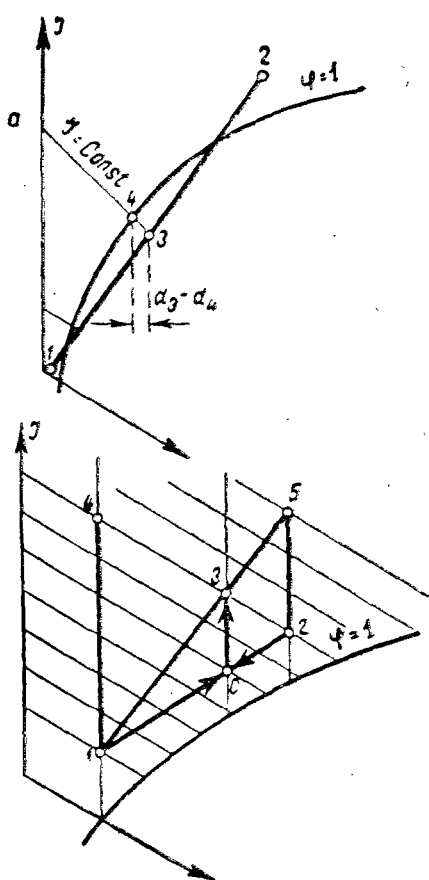


Рис. III—7. Процессы смешения

Испарение воды в воздух происходит в тех случаях, когда парциальное давление в граничном слое воды больше парциального давления водяных паров в воздухе; если же парциальное давление водяных паров в воздухе будет больше парциального давления в граничном слое воды, то происходит конденсация водяных паров. Таким образом, увлажнение или, наоборот, осушку воздуха можно осуществить, приводя воздух в соприкосновение с водой соответствующих температур.

Для увеличения поверхности соприкосновения воду распыляют на мельчайшие капельки, заполняющие камеру, через которую прогоняется воздух, или же пропускают воздух через какой-либо пористый с хорошо развитой поверхностью слой, орошаемый водой.

При соприкосновении воздуха с водой между ними происходят тепло- и влагообмены. Переходный — граничный — слой между водой и воздухом следует рассматривать как насыщенный воздух при температуре поверхности воды.

Это следует из того, что как в отношении температур, так и в отношении парциальных давлений переход от поверхности воды к воздуху должен быть плавным. Промежуточные же состояния можно рассматривать как результаты смешения граничного слоя и окружающего воздуха.

Если температура воды в процессе теплообмена с воздухом изменяется от  $t_1$  до  $t_2$ , то состояние воздуха в граничном слое можно найти на кривой  $\varphi=1$ , взяв точку, соответствующую некоторой промежуточной температуре между  $t_1$  и  $t_2$ .

Если в камере, через которую прогоняется воздух, распылять одну и ту же воду, заставив ее рециркулировать (собирая после распыления и снова распыляя), то температура воды будет стремиться к некоторой постоянной величине, называемой пределом охлаждения или равновесной температурой.

Эта конечная температура воды зависит от температуры и влажности воздуха, входящего в теплообмен с водой, и может быть с достаточной точностью найдена в  $J-d$ -диаграмме, если из точки, выражающей первоначальное состояние воздуха (точка  $I$ ), входящего в контакт с водой, провести линию  $J_1=\text{const}$  до кривой  $\varphi=1$ .

Изотерма, проведенная из точки пересечения, и покажет искомую температуру воды.

Так, например, если воздух, имеющий  $t=25^\circ$  и  $\varphi=0,6$ , будет приведен в соприкосновение с водой, то последняя при установившемся состоянии примет температуру  $19,5^\circ$  (рис. III—8).

Таким образом, какую бы ни была первоначальная температура воды в процессе соприкосновения с воздухом, она стремится принять равновесную с ним температуру.

При развитых поверхностях соприкосновения вода сравнительно быстро принимает равновесную температуру.

Если начальная температура воды выше температуры воздуха, то вследствие испарения вода с каждым оборотом в камере



будет понижать свою температуру, пока не достигнет равновесной температуры.

Если начальная температура воды ниже ее равновесной температуры с воздухом, то температура ее с каждым оборотом будет повышаться и, достигнув равновесной температуры, в дальнейшем останется неизменной.

Пока происходит повышение или понижение температуры рециркулирующей воды, воздух в первом случае ( $\tau > t$ ) увлажняется и нагревается, а во втором случае ( $\tau < t$ ) охлаждается и также увлажняется, но может и подсушиваться, если температура воды  $\tau$ , повышаясь, остается еще ниже температуры точки росы обрабатываемого воздуха.

Когда первоначальная температура воды  $\tau$  выше температуры воздуха  $t$ , то тепло, необходимое для испарения, заимствуется от самой воды, вследствие чего вода охлаждается. Когда вода понизит свою температуру ниже температуры воздуха  $t$ , но не достигнет еще  $\tau_{уст}$ , то тепло для испарения будет заимствоваться и от воды и от воздуха.

Наконец, когда вода достигнет равновесной температуры, то в дальнейшем последняя будет оставаться неизменной и все тепло, необходимое для испарения воды, будет заимствоваться из воздуха. Вследствие этого воздух будет охлаждаться и увлажняться. Явное тепло, которое воздух будет отдавать воде на испарение, возвратится ему в виде «скрытого» тепла поступающих в воздух водяных паров. Поэтому первоначальное теплосодержание воздуха (поступающего в камеру) изменится весьма мало (на величину тепла, внесенного водой).

Для нашего примера ( $t = 25^\circ$ ;  $\varphi = 0,60$ ,  $\tau_{уст} = 19,5$ ) 1 кг воды внесет 19,5 ккал/кг, в то время как для испарения его (1 кг) требуется около 660 ккал/кг.

С достаточной для практических расчетов точностью можно считать, что процесс теплообмена между водой при ее установившейся (равновесной) температуре и воздухом протекает при постоянном теплосодержании  $J \approx const$ .

Установившуюся температуру воды показывает так называемый мокрый термометр психрометра. Психрометр — прибор для измерения относительной влажности воздуха. Он состоит из двух термометров, расположенных на одном штативе. Один термометр

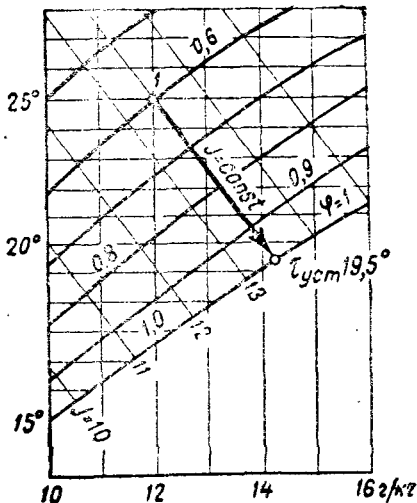


Рис. III—8. Примешивание к воздуху воды и водяных паров

обычный — сухой, у второго термометра на шарик надет «чулочек» из кисеи, смачиваемый водой. Вследствие испарения мокрый термометр в ненасыщенном воздухе показывает более низкую температуру, чем сухой. Для правильного показания психрометр должен быть защищен от непосредственного воздействия лучистого тепла и открыт для свободного доступа воздуха.

Для определения равновесной температуры воды или, что то же, температуры воздуха по мокрому термометру психрометра нужно из точки, характеризующей данное состояние воздуха, провести линию  $J = \text{const}$  до пересечения с кривой насыщения  $\phi = 1$  и прочитать соответствующую температуру.

Например, при $t = 20^\circ$ и $\phi = 0,4$	$t_{\text{мокр}} = \tau_{\text{уст}} \approx 12,5^\circ$
» $t = 20^\circ$ и $\phi = 0,7$	$t_{\text{мокр}} = \tau_{\text{уст}} \approx 15,5^\circ$
» $t = 20^\circ$ и $\phi = 1,0$	$t_{\text{мокр}} = \tau_{\text{уст}} \approx 20^\circ$

Таким образом, влажный воздух характеризуется температурой сухого и мокрого термометров, а также температурой точки росы. Когда воздух полностью насыщен, все эти температуры совпадают.

Следовательно, при контакте воздуха с водой могут иметь место следующие процессы. Если температура воды (изменяющаяся во время контакта) поддерживается ниже температуры точки росы входящего в контакт с водой воздуха, то происходит конденсация водяных паров из воздуха и воздух охлаждается и подсушивается.

Если температура воды поддерживается выше температуры точки росы, но ниже температуры воздуха по сухому термометру, то происходит испарение воды и воздух увлажняется и охлаждается.

Если начальная и конечная температуры воды выше температуры воздуха по сухому термометру, то воздух увлажняется и подогревается.

При изменяющейся во время теплообмена температуре воды для изображения процесса в  $J-d$ -диаграмме нужно различать, как осуществляется теплообмен при смешанном токе или при противотоке.

Противоток воздуха и воды проще всего осуществляется в камерах с орошаемой насадкой. В дождевых камерах обычно имеет место смешанный ток.

Как показывают эксперименты, в дождевых камерах состояние воздуха после орошения в  $J-d$ -диаграмме характеризуется точкой, лежащей на прямой, соединяющей точки начального состояния воздуха с точкой, соответствующей конечной температуре воды  $\tau_2$ , а в камерах с орошаемой насадкой при противотоке с точкой, соответствующей средней температуре воды  $\frac{\tau_1 + \tau_2}{2}$ .

Если к ненасыщенному воздуху примешивать насыщенный водяной пар при атмосферном давлении, то процесс такого смешения в  $J-d$ -диаграмме изобразится прямой, приблизительно сов-

падающей с изотермой, проведенной из точки начального состояния воздуха.

Температура смеси останется приблизительно постоянной до тех пор, пока не будет достигнуто полное насыщение ( $\varphi=1$ ), после чего процесс будет протекать по кривой насыщения  $\varphi=1$  и температура смеси повысится.

Это можно объяснить следующим образом.

Если к воздуху, имеющему температуру  $t_1$ , примешивать пар с той же температурой  $t_1$ , то, пока не наступит полного насыщения воздуха, температура смеси будет также  $t_1$ , то есть процесс будет протекать точно по изотерме. Теплосодержание пара будет

$$i'_n = 595 + 0,47 t_1.$$

Если пар имеет температуру  $t_2$ , большую или меньшую  $t_1$ , то его теплосодержание будет

$$i''_n = 595 + 0,47 t_2.$$

Следовательно, разница составит

$$i''_n - i'_n = 0,47 (t_2 - t_1) \text{ ккал/кг.}$$

Так как член  $0,47 (t_2 - t_1)$  намного меньше 595, то, очевидно, нельзя рассчитывать, чтобы ход процесса мог существенно отклониться от изотермы  $t_1$ .

## § 11. Процессы с изменением теплосодержания и влагосодержания воздуха

В самом общем случае процесс протекает с изменением тепло- и влагосодержания, например из точки  $A (J_1, x_1)$  в точку  $B (J_2, x_2)$  (рис. III—9).

Если количество сухого воздуха, участвующего в этом процессе,  $L$  кг/час, то количество тепла  $Q$ , необходимое для процесса, будет

$$Q = L (J_2 - J_1) \text{ ккал/час,} \quad (10)$$

а количество влаги

$$W = L (x_2 - x_1) \text{ кг/час.} \quad (11)$$

Если разделим уравнение (10) на уравнение (11), то получим

$$\frac{Q}{W} = \frac{J_2 - J_1}{x_2 - x_1} = \frac{\Delta J}{\Delta x} \text{ ккал/кг.} \quad (12)$$

Левая часть уравнения (12) выражает количество тепла на 1 кг водяных паров (приобретенных или потерянных), а правая часть — отношение приращения ординат  $\Delta J$  к приращению абсцисс  $\Delta x$ . Это отношение определяет собой угол наклона к оси абсцисс прямой, изображающей процесс.

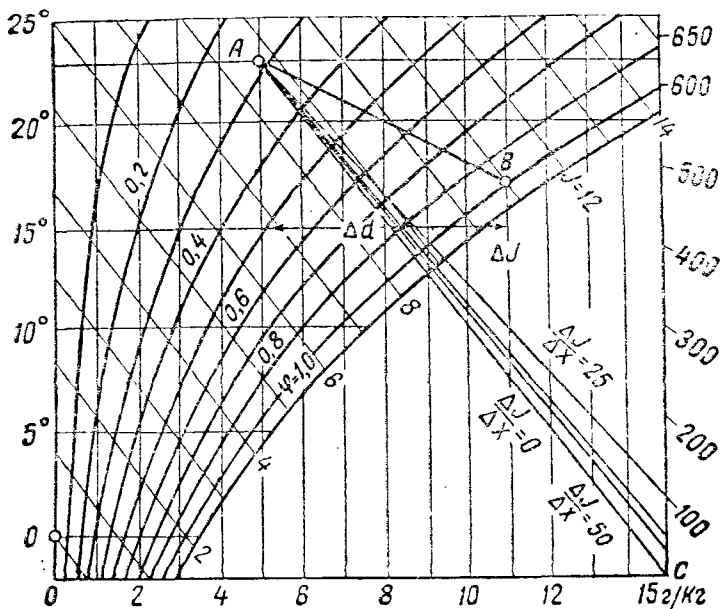


Рис. III—9. Изменение тепло- и влагосодержания

Каждому углу наклона прямой к оси абсцисс соответствует определенное удельное количество тепла (на 1 кг влаги).

Для процессов, протекающих по  $J = \text{const}$ ,

$$\Delta J = 0; \quad \frac{\Delta J}{\Delta x} = \frac{Q}{W} = 0.$$

Для процессов  $x = \text{const}$

$$\Delta x = 0; \quad \frac{Q}{W} = -\infty.$$

Это обстоятельство дает возможность построить в  $J-d$ -диаграмме так называемый угловой масштаб, где каждому лучу соответствует определенное количество удельного тепла.

Пользуясь угловым масштабом, можно по данным  $\frac{Q}{W}$  определить направление прямой, по которой протекает процесс, или же, наоборот, по заданному направлению прямой определить удельный расход тепла.

На рис. III—1 на полях диаграммы нанесены значения  $\frac{\Delta J}{\Delta x} = \frac{Q}{W}$ , соответствующие лучам, проведенным из начала координат ( $x = 0; J = 0$ ).

На  $J-d$ -диаграммах, не имеющих углового масштаба или в тех случаях, когда нет соответствующего луча  $\frac{Q}{W}$ , наклон прямой можно получить следующим образом. Зная  $\frac{Q}{W}$ , задаемся произвольным количеством  $\Delta d$ . По уравнению  $\frac{\Delta J}{\Delta d} = \frac{Q}{1000W}$  находим

$$\Delta J = \frac{Q\Delta d}{1000W} \text{ ккал/кг.}$$

Из точки  $A$  (рис. III—9), выражающей начальное состояние воздуха, проводим линию  $J_A = \text{const}$  и отмечаем на ней точку  $C$  с влагосодержанием  $d_c = d_A + \Delta d$ , а затем от точки  $C$  откладываем вверх вычисленную величину  $\Delta J$  и находим точку  $B$ . Соединяя точки  $A$  и  $B$ , найдем направление луча, соответствующего данному  $\frac{Q}{W}$ .

При таком построении в величину  $Q$  входит полное теллосодержание пара.

Пользуясь угловым масштабом, можно непосредственно определить, какое отклонение от линии  $J_1 = \text{const}$  будет при увлажнении воздуха рециркулирующей водой. Для этого достаточно из начальной точки  $(t_1, \varphi_1)$  провести луч, соответствующий

$$\frac{\Delta J}{\Delta x} = \tau_{уст.}$$

Можно также установить, насколько отклонится прямая от изотермы при увлажнении воздуха насыщенным паром с теплоемкостью  $i_n = 595 + 0,47 t$  ккал/кг. В этом случае луч нужно провести для

$$\frac{\Delta J}{\Delta x} = i_n.$$

На рис. III—9 приведен ряд лучей, соответствующих  $\frac{\Delta J}{\Delta x} = 0,25; 50$  и т. д.

Как видно, отклонение лучей  $\frac{\Delta J}{\Delta x} \leq 50$  ккал/кг от линии  $J = \text{const}$  (в пределах  $\varphi \leq 1,0$ ) ничтожно и в порядке первого приближения может приниматься совпадающим с линией  $J = \text{const}$ .

**Пример.** В помещении вследствие работы машин и станков выделяется тепло в количестве 37 240 ккал/час, а с поверхности промышленных ванн выделяется 100 кг/час пара при  $\tau = 80^\circ$ .

В помещении нужно поддерживать  $t_2 = 20^\circ$ ,  $\varphi_2 = 0,6$ , наружный воздух имеет  $t_0 = -10^\circ$  и  $\varphi = 0,8$ .

Определить количество вентиляционного воздуха, его начальные параметры  $(t, \varphi)$  и расход тепла на его нагревание.

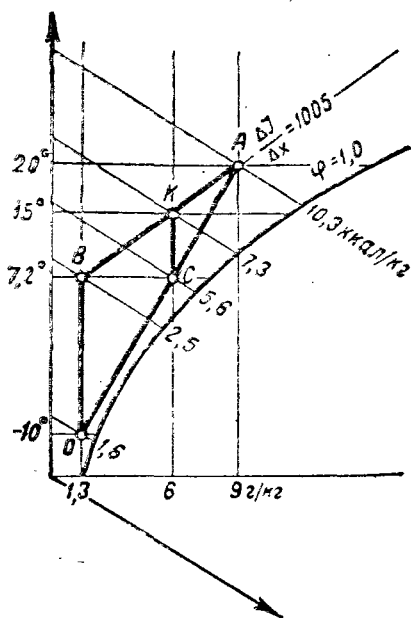


Рис. III—10. Пример определения количества вентиляционного воздуха, его параметров и расхода тепла

Находим:

$$t = 7,2^{\circ}; \quad d = 1,3; \quad J = 2,5$$

при

$$t_0 = 10^{\circ}; \quad \varphi_0 = 0,8; \quad J_0 = 1,6.$$

Следовательно, в калорифере на каждый килограмм воздуха расход тепла будет  $2,5 - (-1,6) = 4,1$ .

Количество вентиляционного воздуха определится по формуле

$$L = \frac{Q}{J_A - J_B} = \frac{W \cdot 1000}{d_A - d_B};$$

$$L = \frac{100\,500}{10,3 - 2,5} = \frac{100 \cdot 1\,000}{9,0 - 1,3} = 13\,000 \text{ кг/час.}$$

Расход тепла на подогрев воздуха в калорифере

$$Q_k = 13\,000 \cdot 4,1 = 53\,300 \text{ ккал/час.}$$

Процесс изменения параметров воздуха в помещении при поглощении им тепла и влаги будет изображаться прямой  $BA$ .

Подсчитываем количество тепла, вносимого паром. Теплосодержание пара

$$i_n = 595 + 0,47 \cdot 80 = 632,5 \text{ ккал/кг;}$$

$$Q_n = 632,6 \cdot 100 = 63\,260 \text{ ккал/час.}$$

Всего тепла

$$\begin{aligned} \Sigma Q &= 37\,240 + 63\,260 = \\ &= 100\,500 \text{ ккал/час.} \end{aligned}$$

Количество тепла, приходящегося на 1 кг влаги,

$$\frac{\Sigma Q}{W} = \frac{100\,500}{100} = 1\,005 \text{ ккал/кг.}$$

Из точки  $A$  (рис. III—10), выражающей параметры воздуха в помещении, проводим прямую, параллельную лучу  $1\,005 \text{ ккал/кг}$ , до пересечения с линией  $x_0 = \text{const}$  в точке  $B$ , соответствующей влажностерождению наружного воздуха.

Если бы требовалось вводить в помещение воздух с температурой, например,  $15^\circ$ , то нужно было бы осуществить предварительное смешение наружного и внутреннего воздуха (прямая  $OA$ ).

Если из точки пересечения линии  $AB$  с изотермой, равной  $15^\circ$  (точка  $K$ ), провести линию  $d = \text{const}$  до пересечения с линией  $OA$ , то в точке  $C$  получится состояние смеси.

**Пример.** Избыточные тепловыделения в помещении  $Q = 15\,000$  ккал/час и влаговыделения  $W = 10$  кг/час. Наружный воздух  $t_0 = 30^\circ$ ;  $\varphi_0 = 0,65$ . В помещении необходимо поддерживать  $t_1 = 25^\circ$ ;  $\varphi_1 = 0,65$ . Для обработки воздуха имеется артезианская вода. Начальная температура воды  $+9^\circ$ . Известно, что в оросительной камере при контакте с воздухом вода нагревается на  $4^\circ$  и выходит из камеры с температурой  $13^\circ$ . Определить параметры воздуха после выхода из камеры, количество воздуха на вентиляцию и удельный расход воды.

Точку  $A$  (рис. III—11) ( $t = 30^\circ$ ;  $\varphi = 0,65$ ) соединяем с точкой  $B$ , соответствующей средней температуре воды  $t_{cp} = 11^\circ$ . Из точки  $\Gamma$  ( $t = 25^\circ$ ;  $\varphi = 0,65$ ) проводим линию, параллельную лучу,

$$\frac{\Delta J}{\Delta x} = \frac{Q}{W} = \frac{15\,000}{10} = 1\,500 \text{ ккал/кг}$$

до пересечения с прямой  $AB$  в точке  $B$ .

Находим параметры воздуха, выходящего из камеры (точка  $B$ ):  $t = 17^\circ$ ;  $\varphi = 0,9$ .

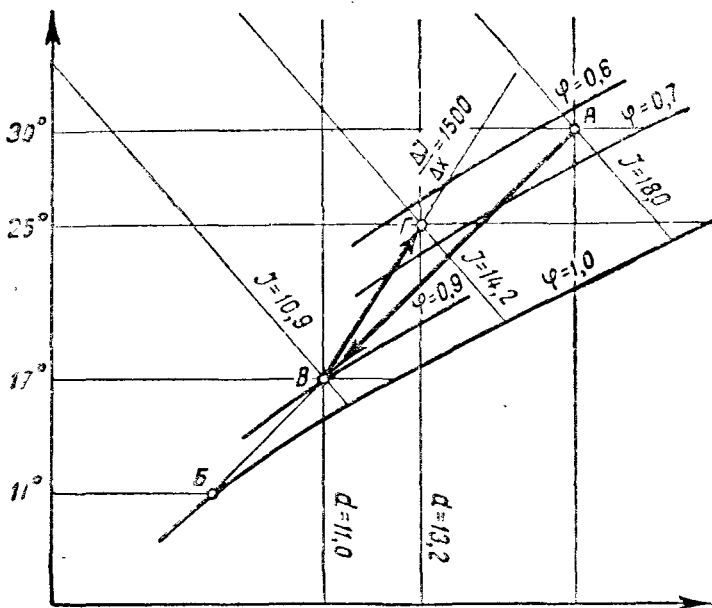


Рис. III—11. Пример определения параметров воздуха после выхода из камеры, количества воздуха и удельного расхода воды

Количество воздуха

$$L = \frac{Q}{J_{\Gamma} - J_B} = \frac{15'000}{14,2 - 10,9} = 4\ 550;$$

$$L = \frac{1\ 000 W}{d_{\Gamma} - d_B} = \frac{10\ 000}{13,2 - 11} = 4\ 550 \text{ кг/час.}$$

Удельный расход воды в оросительной камере

$$\frac{W}{L} = \frac{J_A - J_B}{\tau_2 - \tau_1} = \frac{18 - 10,9}{13 - 9} = 1,78 \text{ кг/кг.}$$

## § 12. Различные способы получения требуемых параметров воздуха

Если из какой-либо точки  $A$  на  $J$ — $d$ -диаграмме (рис. III—12) провести линию  $d_A = \text{const}$  и  $t_A = \text{const}$ , то поле диаграммы будет разделено на четыре области.

Будем считать, что точка  $A$  представляет собой начальное состояние воздуха, подлежащего обработке. Рассмотрим, какими способами, имея это начальное состояние, можно получить новое состояние, характеризуемое точками, лежащими в любой из четырех указанных областей.

Проведем еще характерную линию (пунктиром)  $J_A = \text{const}$ .

Заметим, что для получения параметров воздуха, характеризуемых точками, лежащими на прямой  $AC$  или  $AD$ , то есть для нагревания или охлаждения (при постоянном влагосодержании), воздух состояния  $A$  необходимо привести в контакт с сухими горячими или холодными поверхностями; для точек, лежащих на прямой  $AE$ , — путем увлажнения воздуха рециркулирующей водой (водой, принявшей температуру воздуха  $A$  по мокрому термометру); по линии  $AG$  — посредством пропускания воздуха через слой твердых сорбентов, например силикагеля; для получения параметров воздуха, характеризуемых точками, лежащими на изотерме, на линии  $AB$  — путем увлажнения воздуха паром или водой соответствующей температуры и на линии  $AB$  — осушая воздух жидкими сорбентами (например, хлористым кальцием).

Еще следует заметить, что возможные состояния, которых можно достигнуть, обрабатывая воздух  $A$  водой, лежат в области, заключенной между касательными, проведенными из точки  $A$  к кривой полного насыщения, при условии, что точка касания лежит выше  $0^\circ$ , в противном случае необходимо применение охлаждательных смесей.

Все другие состояния воздуха, находящиеся в любом из четырех квадрантов, достигаются посредством обработки водой и подогревом в калорифере.

Например, для получения состояния воздуха, характеризуемого точками, лежащими в области  $II$ , следует различать, находятся они выше или ниже линии  $J_A = \text{const}$ .



Если точка находится выше  $J_A = \text{const}$ , то это состояние проще всего получить при так называемом адиабатическом увлажнении воздуха и подогреве в калорифере.

Если точка находится ниже  $J_A = \text{const}$ , то состояние можно получить посредством контакта с водой соответствующей температуры непосредственно или в случае наличия более холодной воды в комбинации с подогревом.

Для получения состояния воздуха, характеризуемого точками, лежащими в области III, воздух начального состояния A нужно подсушивать и охлаждать, а для области IV — подсушивать и нагревать.

Подсушка и охлаждение воздуха производятся водой, имеющей во все время контакта температуру ниже температуры точки росы. Если начальная температура воды должна быть ниже  $0^\circ$ , то применяются охлаждающие смеси, имеющие точку замерзания ниже  $0^\circ$ .

Состояния воздуха, характеризуемые точками в области IV, достигаются посредством контакта с водой и последующим подогревом в калорифере.

Осушку воздуха можно получить и путем контакта с жидкими и твердыми поглотителями (адсорбентами).

Из жидких поглотителей применяются гигроскопические растворы солей, упругость водяных паров над которыми меньше, чем над водой, при одной и той же температуре (например, раствор хлористого кальция и др.).

При орошении воздуха раствором хлористого кальция процесс поглощения водяных паров из воздуха, как показывают опыты, протекает приблизительно изотермически и в  $J-d$ -диаграмме изображается прямой, направленной от точки A влево по изотерме  $t_A$ .

По мере поглощения водяных паров концентрация поглотителя уменьшается, а вместе с этим уменьшается и его способность поглощения.

Раствор приходится регенерировать путем выпаривания воды.

Из твердых поглотителей применяется силикагель (гель кремниевой кислоты).

По внешнему виду силикагель представляет собой твердую зернистую стеклообразную массу с очень развитой капиллярной структурой.

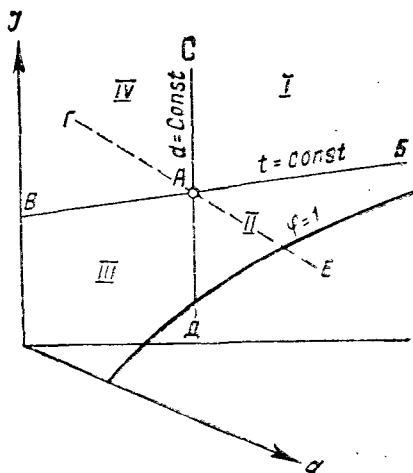


Рис. III—12. Схема получения требуемых параметров воздуха

Активный силикагель содержит от 4 до 7% воды (от веса геля) и может поглощать ее до 50% своего веса.

Активное насыщение силикагеля происходит при поглощении им до 20% (от своего веса) водяных паров, после чего адсорбирующая способность резко падает. Чтобы восстановить эту способность, силикагель приходится регенерировать прокаливанием на противнях или продувкой горячим воздухом. В силикагелиевых установках путем переключения клапанов оба эти процесса (насыщение и регенерация) происходят параллельно в одном аппарате.

Процесс осушки силикагелем сопровождается выделением значительного количества тепла и протекает в  $J-d$ -диаграмме по линии  $J = \text{const}$  (влево вверх) при условии отсутствия как потери, так и дополнительного сообщения тепла со стороны.

**АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ОРГАНИЗАЦИИ  
ВОЗДУХООБМЕНА**

Вентиляцию можно рассматривать как науку об организации воздухообмена в помещениях.

В вопросах организации воздухообмена наибольшее значение принадлежит струям вентиляционного воздуха. Как при механической вентиляции, когда приток воздуха осуществляется через специальные воздухораспределители — приточные насадки или когда он поступает через отверстия, устроенные в самих воздухопроводах, так и при естественной вентиляции, когда воздух поступает через створки в окна, он вливается в помещение в виде струй.

При помощи струй может быть создано пространство, не изолированное жесткими стенками, с температурами и концентрациями, отличными от тех, которые господствуют в окружающем воздухе (воздушные души). Воздух, загрязненный вредными выделениями, сдувают струей к определенному месту, откуда он организованно удаляется (передувки).

При помощи струй создаются воздушные завесы. Кроме вентиляционных струй, существенное значение имеют тепловые струи, возникающие у нагретых и охлажденных поверхностей; струи, появляющиеся в результате движения частей механизмов и перемещения предметов; струи, вытекающие через отверстия и неплотности из аппаратов и оборудования, в которых имеет место избыточное давление.

Перенос конвективного тепла, паров, газов и пыли производится струями. Воздух является носителем тепла, паров, газов и высокодисперсной пыли. В распространении вредностей по помещению струям, иначе говоря турбулентной диффузии (в противоположность молекулярной диффузии), принадлежит решающая роль.

Все эти струи взаимодействуют между собою и предметами, встречающимися на пути; в результате такого взаимодействия и циркуляции в помещении формируются поля скоростей, температур и концентраций.

Формами, организующими струю, служат приточные насадки. Та или иная форма насадка предопределяет направление распространения струи и ее форму (факел).

Организация воздухообмена включает не только вопросы при-

тока, но и вытяжки, то есть удаления из помещения загрязненного или отработавшего воздуха.

Организация вытяжки общей и в особенности местной основывается на закономерностях, имеющих место при всасывании воздуха через отверстия различной формы (спектры всасывания).

Организация воздухообмена должна производиться с учетом циркуляции, вызываемой струями и взаимодействием притока вытяжки в помещении.

Перечисленные здесь вопросы вследствие их большой сложности требуют дальнейшего изучения. Ниже излагается материал, который позволит подойти к решению вопросов организации воздухообмена путем составления качественной картины явлений, а в иных случаях даст возможность количественно оценить основные факторы, играющие роль в организации воздухообмена.

## Глава IV. СТРУИ

### § 13. Свободная круглая струя

Свободная струя образуется при истечении жидкости (газобразной или капельной) в безграничное или практически достаточно большое пространство, заполненное той же жидкостью, находящейся в относительно спокойном состоянии. Свободную струю часто называют затопленной струей.

Требование достаточно большого пространства, в котором распространяется струя, объясняется тем, что близость ограничивающих поверхностей может влиять на формирование и траекторию струи.

Если струю воздуха, вытекающую, например, из круглого отверстия цилиндрической трубы, подкрасить дымом, то струя делается видимой, и в этом случае имеется возможность наблюдать, как она распространяется в виде факела.

Если весовая плотность в струе и окружающей среде одинакова, то ось струи прямолинейна; при наличии различных плотностей ось струи искривляется. При начальной плотности струи, превосходящей плотность окружающего ее воздуха, ось струи загибается вниз (струя падает), в противоположном случае струя взмывает вверх.

Наблюдая задымленную струю, можно заметить следующее:

1) струя по выходе из отверстия расширяется; ширина ее растет пропорционально увеличению расстояния от места истечения (за исключением мест, лежащих в непосредственной близости от отверстия);

2) скорости по мере удаления от отверстия постепенно уменьшаются и затухают.

Исследуя струю посредством пневмометрической трубки и микроманометра, можно установить, что статическое давление в струе почти точно остается постоянным и равным статическому давлению в окружающей среде. Постоянство статического давления во

всей области течения подтверждается многочисленными опытами и является одним из основных свойств струи.

Поскольку статическое давление вдоль струи остается постоянным, потери энергии в ней покрываются за счет кинетической энергии, вследствие этого скорости по мере удаления от отверстия уменьшаются и постепенно затухают.

Уменьшение скорости в струе происходит не так, как в расширяющейся трубе-диффузоре, когда через все поперечные сечения протекает одно и то же количество жидкости. Постоянство расхода не имеет здесь места, так как струя все время захватывает все новые и новые количества относительно спокойной окружающей жидкости.

В силу постоянства статических давлений в струе и равенства его с давлением в окружающем воздухе импульс внешних сил равен нулю и количество движения секундной массы воздуха во всех сечениях струи остается постоянным.

Строиную теорию свободной струи в 1936 году разработал профессор Г. Н. Абрамович.

По этой теории упрощенная схема круглой (осесимметричной) струи представлялась в следующем виде (рис. IV—1). Внутри трубы на некотором расстоянии  $h$  от ее кромок находится полюс струи, обозначенный буквой  $P$ . Если из полюса через кромки трубы провести лучи, то получим внешние границы струи (под границами понимаются поверхности, в любой точке которых осевая компонента скорости равна нулю).

По мере удаления от сопла начальная масса струи (ядро) постепенно размывается за счет перемешивания с окружающим воздухом. Профиль скоростей, имевший в начале истечения форму, близкую к прямоугольнику, постепенно размывается. До полного размыва ядра потока осевая скорость в струе остается неизменной и равной скорости при истечении. Этот участок струи, на протяжении которого происходит размыв начальной массы струи, называется начальным участком. Внутри обращенного конуса, имеющего вершину на расстоянии  $S_0$  от кромок, сохраняют-

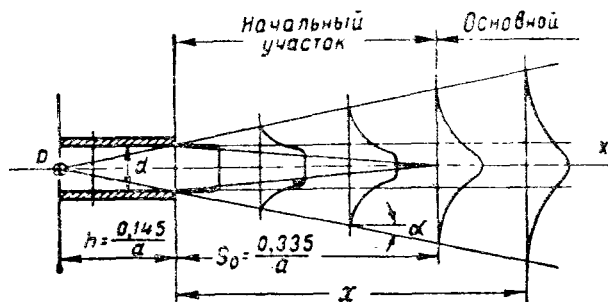


Рис. IV—1. Схема круглой (осесимметричной) струи

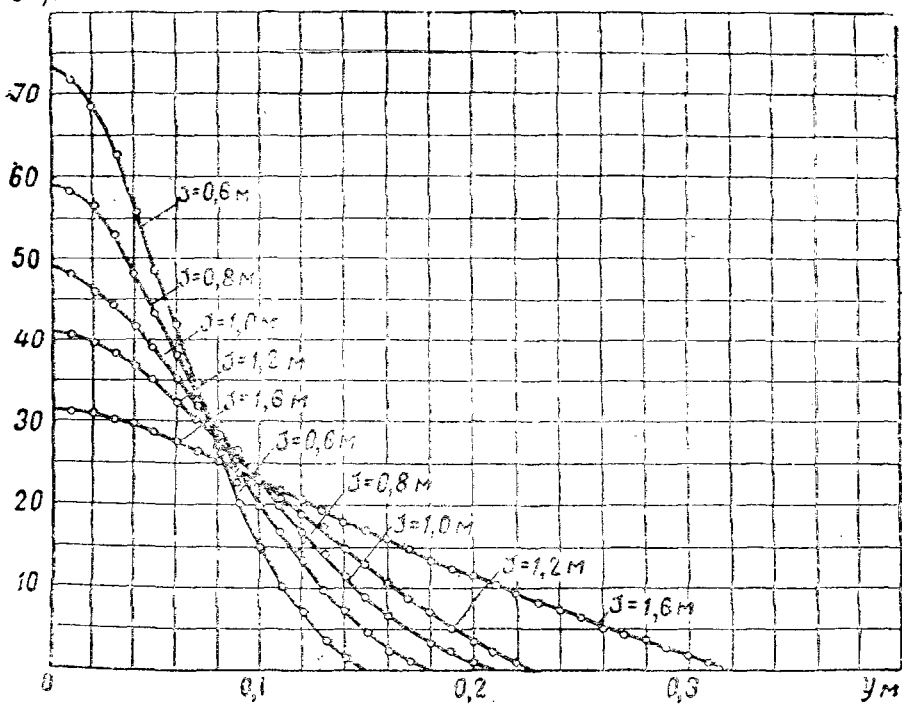
$U$  м/сек

Рис. IV—2. Схема профилей скоростей круглой струи в абсолютных величинах

ся частицы основной массы струи со всеми присущими им свойствами (скорость, температура, концентрация).

Начиная от вершины этого конуса, идет основной участок, характеризующийся уменьшающимися по мере удаления скоростями на оси струи.

Профили скоростей струи оказываются подобными и в основном участке могут быть изображены в относительных координатах одним обобщенным профилем.

Это является вторым основным свойством, присущим струе, — афинное подобие профилей струи в основном участке.

На рис. IV—2 приводится половина профиля скоростей (вторая половина симметрична) круглой струи в абсолютных величинах (опыты Трюпеля). Струя вытекала из круглого сопла  $d = 90$  мм с начальной скоростью  $v_0 = 87$  м/сек. На оси абсцисс — ширина струи на различных расстояниях от сопла  $S$ , на оси ординат — скорости в м/сек.

Определение профилей скорости производилось последовательно на следующих расстояниях:  $S = 0,6; 0,8; 1,0; 1,2$  и  $1,4$  м. Эти опыты свидетельствуют о непрерывной деформации скоростного

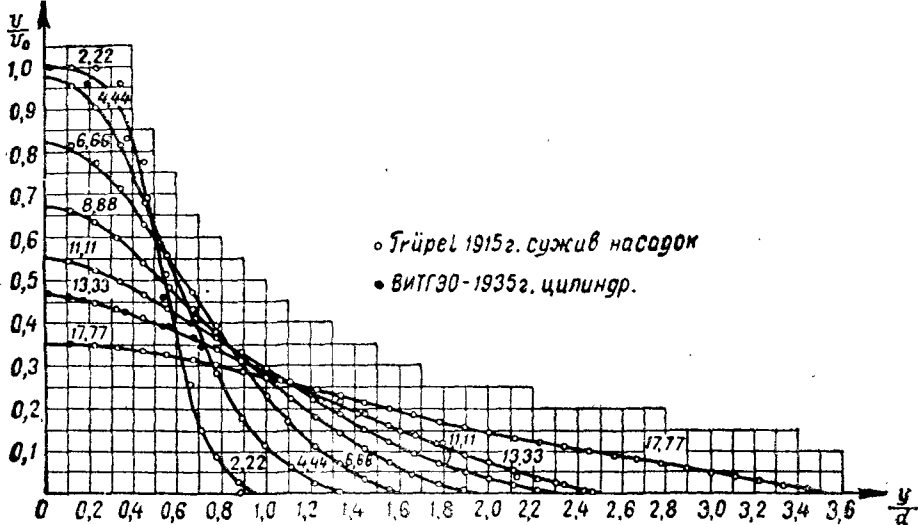


Рис. IV—3. Схема профилей скоростей в относительных величинах

профиля струи. Чем дальше от начала струи выбрано сечение, тем ниже профиль и тем он шире.

На рис. IV—3 те же профили представлены в относительных величинах: расстояния и ширина профиля — в калибрах (за калибр принят в данном случае начальный диаметр, но принимают и радиус), а скорости на расстояниях — в долях начальной скорости истечения  $\frac{v_x}{v_0}$ .

На кривых написаны относительные расстояния  $\frac{v_x}{v_0}$ .

Наконец, на рис. IV—4 дан обобщенный профиль скоростей в основном участке. За единицу ширины здесь принята ширина на том месте профиля, где скорость равна половине осевой  $\frac{v_m}{2}$ , а за единицу скорости — скорость на оси в данном сечении.

Механизм образования и распространения свободной струи представляется в следующем виде. Как известно, турбулентный поток характеризуется поперечным переносом вихревых масс. Последние, попадая за пределы струи, переносят в соприкасающиеся со струей слои неподвижного окружающего воздуха свой импульс, увлекают эти слои в сопутствующее движение. На место выброшенных из основной массы струи частиц в нее проникают частицы окружающего воздуха, которые тормозят граничные слои. В результате этого масса струи растет, ширина ее увеличивается, а скорости убывают.

Заторможенные частицы основной массы вместе с увлеченны-

25°20'	0,066	Сошлю с пожатием
27°10'	0,071	
29°00'	0,076	
44°30'	0,12	
68°30'	0,20	
78°40'	0,24	Цилиндрическая труба
85°20'	0,27	
		Осевой вентилятор со спрямленной решеткой
		Лопатки Лануэля при повороте струи на 90°
		Осевой вентилятор в коротком патрубке, затянутаюм рези-
		кой сеткой
		Завихритель из восьми лопаток под углом 45° к оси
		струи

Коэффициенты турбулентной структуры для осесимметричной (круглой) струи

Таблица IV-2

Насколько удовлетворительно теория подтверждается опытом, можно судить по рис. IV-5. Значения  $a$  приводятся в табл. IV-2.

Наименование относительных величин	Обозначения	Начальный участок	Основной участок
Осевая скорость	$\frac{v_0}{x}$	1	$\frac{p}{ax} + 0,145$
Расход	$\frac{L}{L_0}$	$1 + 1,52 \frac{p}{ax} + 5,28 \left(\frac{p}{ax}\right)^2$	$4,36 \left(\frac{p}{ax} + 0,145\right)$
Диаметр	$\frac{d}{d_0}$	$6,8 \left(\frac{p}{ax} + 0,145\right)$	$6,8 \left(\frac{p}{ax} + 0,145\right)$
Средняя скорость по площади	$\left(\frac{c_0}{c_x}\right)^1$	$\frac{1 + 1,52 \frac{p}{ax} + 5,28 \left(\frac{p}{ax}\right)^2}{1 + 13,6 \frac{p}{ax} + 46,24 \left(\frac{p}{ax}\right)^2}$	$\frac{p}{ax} + 0,145$
Средняя скорость по расходу	$\left(\frac{c_0}{c_x}\right)^2$	$\frac{1 + 1,52 \frac{p}{ax} + 5,28 \left(\frac{p}{ax}\right)^2}{1 + 1,52 \frac{p}{ax} + 5,28 \left(\frac{p}{ax}\right)^2}$	$\frac{p}{ax} + 0,145$
Средняя температура (или концентрация)	$\frac{t_x - t_{окр}}{t_0 - t_{окр}}$	$\frac{1 + 1,52 \frac{p}{ax} + 5,28 \left(\frac{p}{ax}\right)^2}{1}$	$\frac{p}{ax} + 0,145$

Таблица IV-1





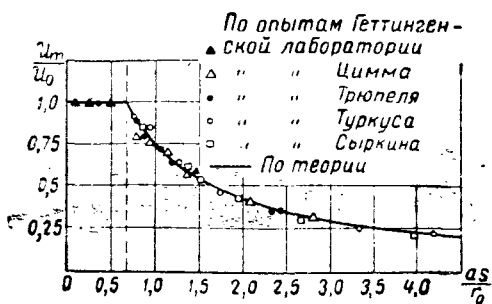


Рис. IV—5. Изменение осевой скорости в струе круглого сечения

Определение  $a$  производили экспериментально, пользуясь формулой осевой скорости в основном участке, откуда, решая относительно  $a$ , получим

$$a = \frac{d}{x} \left( \frac{0,48v_0}{v_x} - 0,145 \right).$$

#### § 14. Свободная плоская струя

На рис. IV—6 приводятся поля скоростей плоской струи по опытам Фертмана. Истечение происходит из щели (с отношением сторон 1:20). К щели канал подходит, плавно суживаясь. Поля

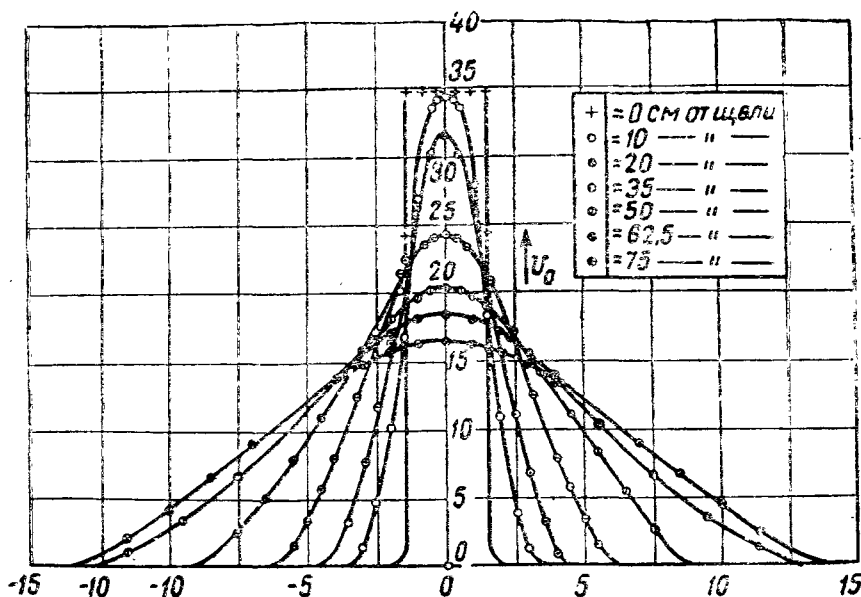


Рис. IV—6. Поля скоростей плоской струи

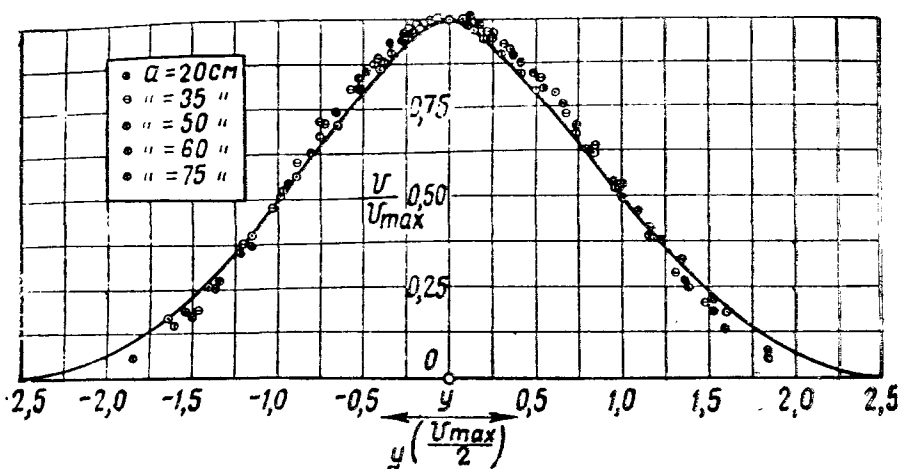


Рис. IV—7. Обобщенное поле струи в основном участке

сняты в плоскости, проведенной через середину щели, параллельно короткой стороне. На рис. IV—7 показано обобщенное поле струи в основном участке.

Геометрическая схема плоской струи, имеющей ширину  $2b_0$  и бесконечную длину (в плоскости, нормальной к чертежу), приводится на рис. IV—8.

След линейного источника расширения плоской струи и условно названный полюсом струи (0) находится на относительном расстоянии  $\frac{h_0}{b_0} = \frac{0,41}{a}$ ; длина начального участка  $\frac{s_0}{b_0} = \frac{1,03}{a}$ ; тангенс

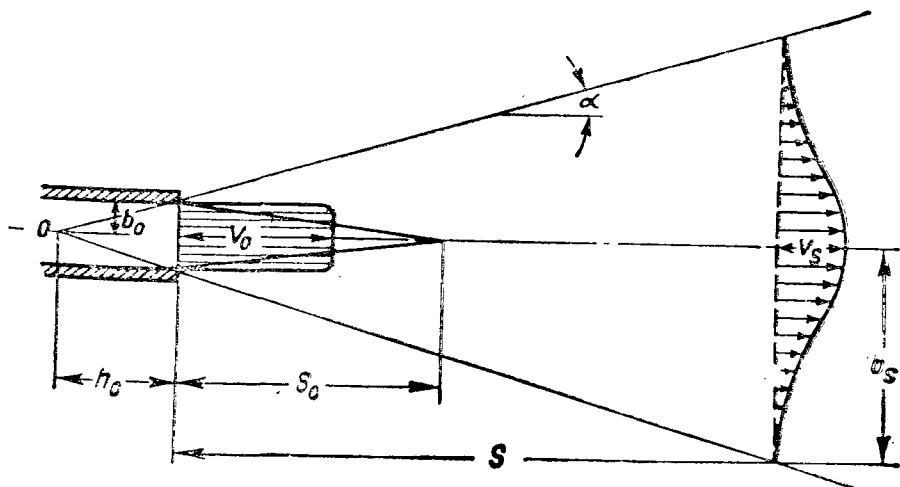


Рис. IV—8. Геометрическая схема плоской струи

Наименование относительных величин	Обозначения	Начальный участок	Основной участок
Осевая скорость	$\frac{v_s}{v_0}$	1	$\frac{1,2}{\sqrt{\frac{as}{b_0} + 0,41}}$
Расход (на единицу ширины)	$\frac{L'_s}{L'_0}$	$1 + 0,43 \frac{as}{b_0}$	$1,2 \sqrt{\frac{as}{b_0} + 0,41}$
Средняя скорость (по площади)	$\left(\frac{c_s}{c_0}\right)_1$	$\frac{1 + 0,43 \frac{as}{b_0}}{1 + 2,4 \frac{as}{b_0}}$	$\frac{0,492}{\sqrt{\frac{as}{b_0} + 0,41}}$
Средняя скорость (по расходу)	$\left(\frac{c_s}{c_0}\right)_2$	$\frac{1}{1 + 0,43 \frac{as}{b_0}}$	$\frac{0,82}{\sqrt{\frac{as}{b_0} + 0,41}}$
Полуширина струй	$\frac{b_s}{b_0}$	$2,4 \left(\frac{as}{b_0} + 0,41\right)$	$2,4 \left(\frac{as}{b_0} + 0,41\right)$

угла одностороннего расширения струи  $\operatorname{tg} \alpha = 2,4a$ . Остальные закономерности приводятся в табл. IV—3.

Ниже приводятся значения коэффициента  $a$  для плоской струи при различных организациях подвода и выпуска воздуха из отверстия (щели).

По опытам Фертмана с отверстием  $3,25 \times 65 \text{ см}^2$ , плавно сужающимся к щели, значение  $a \approx 0,11$ .

По опытам Г. Ф. Проскуры со щелью, имеющей размер  $5 \times 60 \text{ см}$  (щель в плоской стенке с острыми краями), значение  $a \approx 0,12$ .

По опытам В. А. Туркуса для прямоугольных отверстий<sup>1</sup> с отношением сторон 1:20  $a \approx 0,10—0,15$ ; для 1:10  $a \approx 0,09—0,14$ ; для щели, закрытой плоским экраном, среднее значение  $a \approx 0,15—0,18$ .

Для значений  $a$  в пределах 0,09—0,12 относительное расстояние до полюса струи составляет соответственно

$$\frac{h_0}{b_0} = 4,5 - 3,5$$

<sup>1</sup> Отопление и вентиляция.— 1933.— № 5.

и длина начального участка

$$\frac{s_0}{b_0} = 11,5 - 8,5$$

при угле одностороннего расширения струи  $\alpha = 12-16^\circ$ .

По свидетельству экспериментаторов, струи, вытекающие из прямоугольных отверстий, приобретают почти круглую форму за пределами 10 диаметров (считая за диаметр корень квадратный из площади) и подчиняются примерно тем же законам, что и струи из круглых или квадратных отверстий того же сечения.

Экспериментальные данные для прямоугольных отверстий с отношением сторон 1:1; 1:2; 1:3; 1:5; 1:10; 1:20; 1:80 имеются в работе В. А. Туркуса<sup>1</sup>.

Насколько удовлетворительно совпадает теория с опытными данными, можно судить по рис. IV—9.

При истечении из отверстий в тонкой стенке, когда длина щели не распространяется на все сечение подводящего канала (поджатие струи происходит в обонх направлениях), нам приходилось наблюдать интересное явление, состоящее в том, что струя, имевшая в сечении форму эллипса с горизонтальной длинной осью, принимала характер эллипса с вытянутой осью по вертикали.

Коэффициент  $a$  связывали с конструкцией насадка и формой отверстия истечения (сопла), называя  $a$  коэффициентом турбулентной структуры. Предполагалось, что конструкция влияет на начальную турбулентность и через нее на характер струи. Чем больше значение коэффициента  $a$ , тем интенсивнее происходит перемешивание струи с окружающим воздухом и тем больше центральный угол расширения струи.

Последующие опыты показали, что все струи с соизмеримым соотношением сторон независимо от формы при соосном с трубой истечением после незначительного по длине участка формирования оказываются осесимметричными с полным углом расширения около  $25^\circ$ . Так, например, опыты И. О. Замазия (1949 год) показали, что кольцевая струя, вытекающая из кольцевого отверстия, подчиняется формулам общей теории Г. Н. Абрамовича при условии замены фактической скорости истечения  $v_0$  эквивалентной скоростью  $v_s$ ,

$$v_s = v_0 \sqrt{1 - \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2},$$



Рис. IV—9. Изменение скорости по оси плоской струи

<sup>1</sup> Отопление и вентиляция. — 1933. — № 5.

где  $d_1$  и  $d_2$  — соответственно внутренний и внешний диаметры кольцевого отверстия. Скорость на оси струи на расстоянии  $x$  м от кромок трубы

$$v_x = \frac{0,48 v_0}{d \frac{x}{d} + 0,145}$$

Кроме этого, С. Б. Старк (1952—1953 годы) опытами со струями, вытекавшими из двух круглых соосных труб и из каналов круглого, квадратного и треугольного сечения, показал, что во всех случаях струя вскоре после истечения превращается в осесимметричную и подчиняется также закономерностям круглой струи Г. Н. Абрамовича, если в качестве линейного размера взять эквивалентный диаметр  $d_s$ , равным

$$d_s = \left( \frac{v_0}{v_{max}} \right) \sqrt{\frac{4F_0}{\pi}}$$

где  $v_0$  и  $v_{max}$  — соответственно средняя и максимальная скорости;

$F_0$  — площадь выходного отверстия.

Опыты М. И. Гримитлина с каналами, имеющими в отверстиях сетки, решетки, также показали, что после участка формирования (когда отдельные струйки сливаются в общий поток) струя трансформируется в осесимметричную с присущим ей углом расширения.

Ниже приводятся новые, переработанные Г. Н. Абрамовичем<sup>1</sup> данные о струях в несколько упрощенном изложении В. Н. Талиева<sup>2</sup>.

В новой схеме осесимметричной струи (рис. IV—10) по-прежнему различают начальный участок  $ABED$  и основной  $CBEF$ . Се-

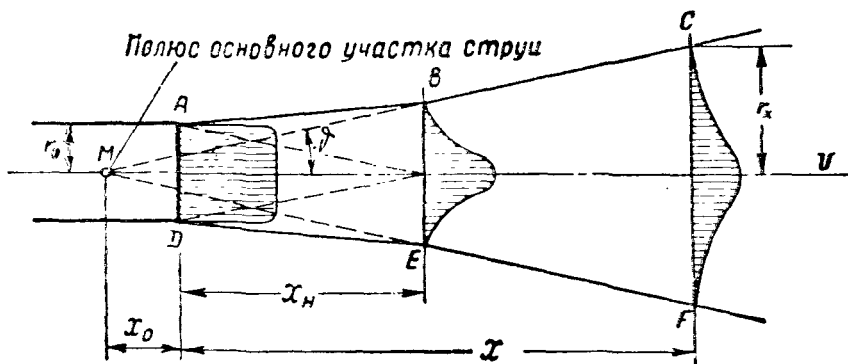


Рис. IV—10. Круглая свободная струя

<sup>1</sup> Абрамович Г. Н. Теория турбулентных струй. — М.: Физматгиз, 1960.

<sup>2</sup> Талиев В. Н. Аэродинамика вентиляции. — 2-е изд. — М.: Стройиздат, 1963.

чение  $BE$  — переходное. Границы основного участка струи  $BC$  и  $EF$  при их продолжении пересекаются в точке  $M$ , называемой полюсом основного участка струи. Боковой угол расширения струи равен  $12^{\circ}25'$ . Положение полюса относительно среза трубы, длина начального участка и другие величины зависят от коэффициента скоростного поля на выходе. При равномерном поле скоростей относительное расстояние от кромки трубы до полюса основного участка  $\bar{x}_0 = \frac{x_0}{r_0} = -0,6 \approx 0$ ; при неравномерном поле (начальное сечение струи заполнено пограничным слоем)  $\bar{x}_0 = -3,4^5$ . Относительная длина начального участка при равномерном поле  $\bar{x}_n = \frac{x_n}{r_0} = 12,4$ ; при неравномерном поле она укорачивается до  $\bar{x}_n \approx 6,3$ . Значения других величин для основного участка приводятся в табл. IV—4. Во все расчетные формулы входит величина  $\beta_0$ . Это поправочный коэффициент на количество движения

$$\beta_0 = \frac{1}{k^2} \int_0^1 \bar{v}^1 d\bar{f},$$

где  $k = \frac{v_{cp}}{v_{oc}}$ ;  $\bar{v} = \frac{v}{v_{oc}}$ ;  $\bar{f} = \frac{f}{F}$ .

При равномерном поле скоростей  $\beta_0 \approx 1$ ;  $x_0 \approx 0$ .

В этой же таблице приведены данные для неизотермических слабо нагретых или слабо охлажденных струй, то есть струй, в которых искривление под действием гравитационных сил незначительно и им можно пренебречь, струй, у которых значение критерия  $Ar < 0,001$ . Относительные скорости и расходы воздуха в них соответственно такие же, как в изотермических струях, умноженные на  $\sqrt{\frac{T_{окр}}{T_0}}$ , а кинетическая энергия соответствует кинетической энергии изотермических струй, умноженной на  $\sqrt{\left(\frac{T_{окр}}{T_0}\right)^3}$ .

В табл. IV—4 приведены средняя скорость по площади  $\left(\frac{c_x}{c_0}\right)_1$  и средняя скорость по расходу  $\left(\frac{c_x}{c_0}\right)_2$ ;

$\left(\frac{c_x}{c_0}\right)_1$  представляет собою расход, деленный на площадь, то есть  $\frac{L'_1}{F}$ ;

$\left(\frac{c_x}{c_0}\right)_2$  — количество движения, деленное на массу струи,  $\Sigma \frac{mv}{m}$ . Относительное расстояние от кромок трубы до полюса основного участка можно определить из опыта по формуле для  $\bar{u}_x$ :

## Круглая струя (основной участок)

Наименование относительных струй	Обозначения	Формула
Осевая скорость	$\bar{v}_x = \frac{v_x}{v_0}$	$\frac{12,4 \sqrt{\beta_0}}{\bar{x} - \bar{x}_0}$
Объемный расход	$\bar{L}'_x = \frac{L'_x}{L'_0}$	$0,155 \sqrt{\beta_0} (\bar{x} - \bar{x}_0)$
Средняя скорость по площади	$\bar{c}_{x1} = \left( \frac{c_{x1}}{c_0} \right)_1$	$\frac{3,2 \sqrt{\beta_0}}{\bar{x} - \bar{x}_0}$
Средняя скорость по расходу	$\bar{c}_{x2} = \left( \frac{c_{x2}}{c_0} \right)_2$	$\frac{6,45 \sqrt{\beta_0}}{\bar{x} - \bar{x}_0}$
Радиус струи	$\bar{r}_x = \frac{r_x}{r_0}$	$0,22 (\bar{x} - \bar{x}_0)$
Кинетическая энергия	$\bar{E}_x = \frac{E_x}{E_0}$	$\frac{6,48 \beta_0 \sqrt{\beta_0}}{(3 \beta_0 - 2) (\bar{x} - \bar{x}_0)}$
Избыточная температура на оси струи	$\bar{t}_{x oc} = \frac{\Delta t_{x oc}}{\Delta t_0 cp}$	$\frac{9,24}{\sqrt{\beta_0} (\bar{x} - \bar{x}_0)} \sqrt{\frac{T_{окр}}{T_0}}$
Средняя избыточная температура (или концентрация)	$\bar{t}_{x cp} = \frac{\Delta t_{x cp}}{\Delta t_0 cp}$ $\frac{k_x - k_{окр}}{k_0 - k_{окр}}$	$\frac{6,46}{\sqrt{\beta_0} (\bar{x} - \bar{x}_0)} \sqrt{\frac{T_{окр}}{T_0}}$ $\frac{1}{L'_x}$

$$\bar{x}_0 = \frac{x_0}{r_0} = \frac{\bar{x}}{r_x} - \frac{12,4 \sqrt{\beta_0}}{\bar{v}_x}$$

Струи, вытекающие через отверстия, снабженные сетками, решетками, лопатками, рассчитываются по формулам круглой струи при введении в формулы вместо  $r_0 \sim r_{экр}$ :

$$r_{экр} = \sqrt{\frac{1}{\pi}} F_0 = 0,565 \sqrt{F_0}$$





## Плоская струя (основной участок)

Наименование относительных размеров	Обозначения	Формула
Осевая скорость	$\bar{v}_x = \frac{v_x}{v_0}$	$\frac{3,8\sqrt{\beta_0}}{\sqrt{\bar{x} - \bar{x}_0}}$
Объемный расход	$L'_x = \frac{L'_x}{L'_0}$	$0,375 \sqrt{\beta_0 (\bar{x} - \bar{x}_0)}$
Средняя скорость по площади	$\bar{c}_{x1} = \left( \frac{c_x}{c_0} \right)_1$	$\frac{1,71 \sqrt{\beta_0}}{\sqrt{\bar{x} - \bar{x}_0}}$
Средняя скорость по расходу	$c_{x2} = \left( \frac{c_x}{c_0} \right)_2$	$\frac{2,67 \sqrt{\beta_0}}{\sqrt{\bar{x} - \bar{x}_0}}$
Полуширина струи	$\bar{b}_x = \frac{b_x}{b_0}$	$0,22 (\bar{x} - \bar{x}_0)$
Кинетическая энергия	$\bar{E}_x = \frac{E_x}{E_0}$	$\frac{2,93 \beta_0 \sqrt{\beta_0}}{(3\beta_0 - 2) \sqrt{\bar{x} - \bar{x}_0}}$
Избыточная температура (концентрации на оси)	$\Delta \bar{t}_{x oc} = \frac{\Delta t_{x oc}}{\Delta t_{0 cp}}$	$\frac{3,27}{\sqrt{\beta_0 (\bar{x} - \bar{x}_0)}} \sqrt{\frac{T_{окр}}{T_0}}$
Средняя избыточная температура (или концентрация)	$\Delta \bar{t}_{x cp} = \frac{\Delta t_{x cp}}{\Delta t_{0 cp}}$ $\frac{k_x - k_{окр}}{k_0 - k_{окр}}$	$\frac{2,66}{\sqrt{\beta_0 (\bar{x} - \bar{x}_0)}} \sqrt{\frac{T_{окр}}{T_0}}$ $\frac{1}{L'_x}$

плоской струи шириною  $2b$  приводится на рис. IV—11; новые данные для плоской струи — в табл. IV—5.

Длина начального участка в плоской струе (при  $\frac{v_{cp}}{v_0} = 1$ ;  $\beta_0 = 1$ ;  $\bar{x}_0 = 0$ )

$$\bar{x}_n = 14,4.$$

$x_0$  можно определить из опыта, пользуясь формулой для осевой скорости

$$\bar{x}_0 = \bar{x} - \frac{14,4 \beta_0}{v_x^2}.$$

На рис. IV—12 приводится схема веерной (кольцевой) струи шириной  $2\theta_0$ . Здесь к прежним обозначениям добавлено  $x_u$ —расстояние между центром щели и точкой пересечения оси струи с

Таблица IV—6

Веерная струя (основной участок)

Наименование относительных величин	Обозначения	Формула
Осевая скорость	$\bar{v}_x = \frac{v_x}{v_0}$	$\frac{3,8 \sqrt{\beta_0}}{\sqrt{\left(1 + \frac{\bar{x}}{x_u}\right) (\bar{x} - \bar{x}_0)}}$
Объемный расход	$\bar{L}'_x = \frac{L'_x}{L'_0}$	$0,375 \sqrt{\beta_0 \left(1 + \frac{\bar{x}}{x_u}\right) (\bar{x} - \bar{x}_0)}$
Средняя скорость по площади	$\bar{c}_{x1} = \left(\frac{c_x}{c_0}\right)_1$	$\frac{1,71 \sqrt{\beta_0}}{\sqrt{\left(1 + \frac{\bar{x}}{x_u}\right) (\bar{x} - \bar{x}_0)}}$
Средняя скорость по расходу	$\bar{c}_{x2} = \left(\frac{c_x}{c_0}\right)_2$	$\frac{2,67 \sqrt{\beta_0}}{\sqrt{\left(1 + \frac{\bar{x}}{x_u}\right) (\bar{x} - \bar{x}_0)}}$
Полуширина струи	$\bar{b}_x = \frac{b_x}{b_0}$	$0,22 (\bar{x} - \bar{x}_0)$
Кинетическая энергия	$\bar{E}_x = \frac{E_x}{E_0}$	$\frac{2,93 \beta_0 \sqrt{\beta_0}}{(3\beta_0 - 2) \sqrt{\left(1 + \frac{\bar{x}}{x_u}\right) (\bar{x} - \bar{x}_0)}}$
Избыточная температура на оси	$\Delta \bar{t}_{x oc} = \frac{\Delta t_{x oc}}{\Delta t_{0 cp}}$	$\frac{3,27}{\sqrt{\beta_0 \left(1 + \frac{\bar{x}}{x_u}\right) (\bar{x} - \bar{x}_0)}} \sqrt{\frac{T_{окр}}{T_0}}$
Средняя избыточная температура (или концентрация)	$\Delta \bar{t}_{x cp} = \frac{\Delta t_{x cp}}{\Delta t_{0 cp}}$ $\frac{k_x - k_{окр}}{k_0 - k_{окр}}$	$\frac{2,66}{\sqrt{\beta_0 \left(1 + \frac{\bar{x}}{x_u}\right) (\bar{x} - \bar{x}_0)}} \sqrt{\frac{T_{окр}}{T_0}}$ $\frac{1}{L'_x}$

осью симметрии; буквой  $\vartheta_n$  обозначен угол между осью струи и осью симметрии. Длина начального участка при равномерном поле скоростей в выходном отверстии  $\bar{x}_n = 14,4$ , то есть такая же, как у плоской струи. При  $\bar{x}_n \rightarrow \infty$  получаем формулы плоской струи.

Расчетные формулы веерной струи приводятся в табл. IV—6.

Определить  $\bar{x}_0$  (относительное расстояние от сопла до полюса основного участка) из опытов можно по формуле

$$\bar{x}_0 = \bar{x} - \frac{14,4 \beta_0}{\left(1 + \frac{\bar{x}}{x}\right) \bar{v}_x^2}$$

### Струи, вытекающие через перфорированные решетки.

Исследованиями таких струй занимался М. И. Гримитлин<sup>1</sup>. Он разделяет решетки на плоские, квадратные, прямоугольные при осевом и касательном (боковом) подводе к ним воздуха. Схема струи, вытекающей через отверстие, закрытое перфорированной решеткой (при осевом подводе), представлена на

рис. IV—13. При выпуске воздуха через решетку отдельные струйки после поджатия (сечение I—I) начинают расширяться, смешиваясь с окружающим воздухом. В сечении II—II струйки сливаются и в сечении III—III формируются в сплошной поток. Это участок формирования, за ним следует начальный участок на протяжении которого происходит размыв ядра, постоянных скоростей и далее идет основной участок с уменьшающимися скоростями. Статическое давление на участке формирования вначале понижается до отрицательного, а затем сравнительно быстро поднимается до положительного, после чего постепенно выравнивается с давлением окружающей среды.

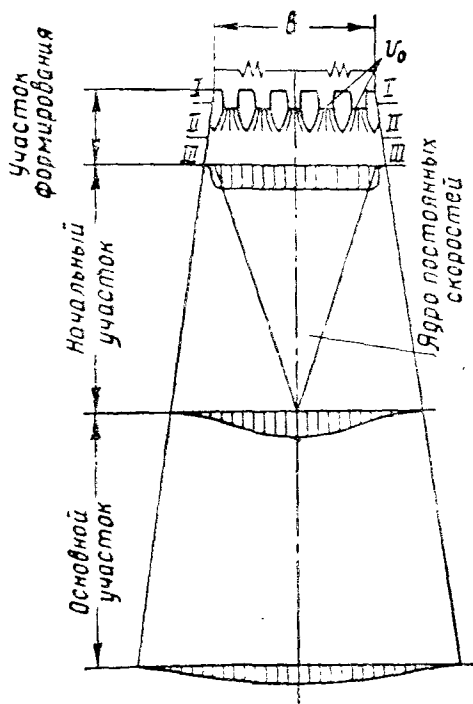


Рис. IV—13. Схема формирования и развития струи, вытекающей через отверстие, закрытое решеткой

<sup>1</sup> Гримитлин М. И. Раздача воздуха через перфорированные воздухопроводы.—Л.: ЛИОТ, 1960.

В плоских квадратных перфорированных решетках длина участка формирования приблизительно равна размеру решетки. Площадь сформировавшейся струи на 20—30% больше площади решетки.

Средняя по площади скорость в начале сплошной струи составляет 0,7 осевой скорости  $v_x$ ; осевая скорость и расход

$$v_x = v_0 \sqrt{k_{ж.с. \mu}};$$

$$L'_x = \frac{0,8 L_0}{\sqrt{k_{ж.с. \mu}}}.$$

Длина начального участка  $\sim 3v$  для решеток с  $k_{ж.с.} = 0,06 \div 0,4$  при  $d_{отв} = v \cdot 0,04$ .

Угол расширения струи 16—18°.

На основном участке струи средняя скорость по площади составляет 0,35  $v_x$  и по расходу — 0,5  $v_x$ .

Температура вдоль оси струи

$$\frac{\Delta t_x}{\Delta t_0 \sqrt{k_{ж.с. \mu}}} = 0,8K \frac{d}{x}.$$

Расчет струй, выпускаемых через квадратные или круглые решетки при нормальном (осевом) подводе воздуха, может производиться по табл. IV—7.

Здесь  $v_0$  — осевая скорость в отверстии решетки или в суженном сечении струйки (при наличии контракции);

$k$  — коэффициент живого сечения решетки;

$\mu$  — коэффициент расхода;

$L'_0$  — начальный расход воздуха;

$v$  — ширина решетки;

$l$  — длина решетки;

$\Delta t_0 = t_{отв} - t_{ном}$  или  $t_{ном} - t_{отв}$ ;

$K$  — коэффициент пропорциональности — зависит от живого сечения воздуховыпускного устройства и колеблется от 6 (при  $k_{ж.с.} = 1$ ) до 4 ( $k_{ж.с.} = 0,05 \div 0,3$ ).

При  $k_{ж.с.}$  от 0,3 до 1  $K$  увеличивается равномерно от 4 до 6.

Значения  $\mu$ . Для поджатого сопла  $\mu = 0,97 \div 1,0$ ; цилиндрическая труба  $\mu = 0,85 \div 0,87$ ; отверстие в тонкой стенке  $\mu = 0,66 \div 0,68$ . Для металлических перфорированных решеток ( $\delta = 1 \div 2$ ) с отверстиями от 2 до 25 мм и  $k_{ж.с.} = 0,03 \div 0,4$ ;  $\mu \approx 0,75$ .

При касательном (боковом) подводе воздуха к плоским решеткам с отверстиями, снабженными козырьками,  $K$  следует уменьшать приблизительно в 1,2 раза.

Угол расширения струй не зависит от коэффициента живого сечения и составляет приблизительно 16—18°. На основном участке струи средняя скорость на площади составляет 0,35  $v_x$ , а средняя скорость по расходу — 0,5  $v_x$ .

Струи, выпускаемые через прямоугольную решетку с отношением сторон  $l : v = 10 : 20$ , деформируются из прямоугольных в

Наименование	Обозначения	Начальный участок	Основной участок
Осевая скорость	$\frac{v_x}{v_0 \sqrt{k_{ж.с. \mu}}}$	1	$K \frac{d}{x}$
Осевая избыточная температура	$\frac{\Delta t_x}{\Delta t_0 \sqrt{k_{ж.с. \mu}}}$	1	$0,8 K \frac{d}{x}$
Диаметр	$\frac{d_x}{d}$	$1 + 0,35 \frac{x}{d}$	$1 + 0,35 \frac{x}{d}$
Расход	$\frac{L'_x}{L'_0 \sqrt{k_{ж.с. \mu}}}$	$0,8 \left( 1 + 0,25 \frac{x}{d} \right)$	$0,2 K \left( 1 + 0,25 \frac{x}{d} \right)$
Средняя скорость по площади	$\frac{v_{ср}}{v_0 \sqrt{k_{ж.с. \mu}}}$	$\frac{1 + 0,25 \frac{x}{d}}{\left( 1 + 0,35 \frac{x}{d} \right)^2}$	$0,35 K \frac{d}{x}$
Средняя скорость по расходу	$\frac{v'_{ср}}{v_0 \sqrt{k_{ж.с. \mu}}}$	$\left. \begin{array}{c} 1 \\ 1 + 0,25 \frac{x}{d} \end{array} \right\}$	$0,5 K \frac{d}{x}$
Осредненная по расходу температура	$\frac{\Delta t'_{ср}}{\Delta t_0 \sqrt{k_{ж.с. \mu}}}$		

круглые, и тем быстрее, чем ближе отношение  $l:v$  к единице. При  $l:v=10:20$  на расстоянии  $x/v=20$  сформировавшаяся сплошная струя развивается по законам, близким к законам плоской струи.

На участке  $x/v > 20$  на поведении струи начинает сказываться ее деформация из прямоугольной в круглую.

Длина участка формирования при  $K_{ж.с.} = 0,05 \div 0,2$  и  $\frac{d_{отв}}{v} = 0,1$  приблизительно равна  $v$ . Коэффициент скорости  $\varphi = \frac{v_{ср}}{v_x} = 0,75$ . Длина начального участка  $(3 \div 3,5) v$ . Угол расширения  $\approx 20^\circ$ .

Расчет струй, вытекающих через прямоугольные решетки, может производиться (при нормальном подводе воздуха) по табл. IV-8.

Наименование	Обозначения	Начальный участок	Основной участок
Осевая скорость	$\frac{v_x}{v_0 \sqrt{k_{ж.с. \mu}}}$	1	$K \sqrt{\frac{b}{x}}$
Осевая избыточная температура	$\frac{\Delta t_x}{\Delta t_0 \sqrt{k_{ж.с. \mu}}}$	1	$0,8 K \sqrt{\frac{b}{x}}$
Ширина струи	$\frac{b_x}{b_0}$	$1 + 0,35 \frac{x}{b}$	$1 + 0,35 \sqrt{\frac{x}{b}}$
Расход	$\frac{L'_x}{L'_0 \sqrt{k_{ж.с. \mu}}}$	$1 + 0,07 \frac{x}{b}$	$0,5 K \left( \sqrt{\frac{b}{x}} + 0,35 \sqrt{\frac{x}{b}} \right)$
Средняя скорость по площади	$\frac{v_{ср}}{v_0 \sqrt{k_{ж.с. \mu}}}$	$\frac{1 + 0,07 \frac{x}{b}}{1 + 0,35 \frac{x}{b}}$	$0,5 K \sqrt{\frac{b}{x}}$
Средняя скорость по расходу	$\frac{v'_{ср}}{v_0 \sqrt{k_{ж.с. \mu}}}$	$\frac{1}{1 + 0,07 \frac{x}{b}}$	$0,75 K \sqrt{\frac{b}{x}}$
Осредненная по расходу температура	$\frac{\Delta t'_{ср}}{\Delta t_0 \sqrt{k_{ж.с. \mu}}}$		

В формулах принимается:

при нормальном подводе воздуха  $\mu_{полн} = \frac{1}{\sqrt{\zeta_{отв полн}}}$ ;

при касательном (боковом) подводе воздуха к решеткам, снабженным козырьками,  $\mu_{ст} = \frac{1}{\sqrt{\zeta_{отв ст}}}$ .

Значения  $K$ . Для  $k_{ж.с.} = 0,05 \div 0,2$   $K = 2,2$  при нормальном подводе воздуха, при касательном —  $K = 1,8$ .

### § 15. Струи, настилающиеся на плоскую стенку

Струя, направленная под любым углом к плоской стенке, «налипает» на нее и растекается по ней.

Для круглой струи, направленной вдоль плоскости (при отсутствии разрыва между соплом и плоскостью) с достаточной для практических расчетов точностью, можно применять формулы для свободной круглой струи с той лишь разницей, что вместо величины диаметра сопла  $d$  в формулы надо подставлять  $d_n \sqrt{2}$ . Так, например, для скоростей в основном участке будем иметь

$$\frac{v_x}{v_0} = \frac{0,68}{\frac{ax}{d_n} + 0,205}; \quad \frac{c_x}{v_0} = \frac{0,22}{\frac{ax}{d_n} + 0,205},$$

считая  $a \approx 0,06$  при равномерном поле скоростей на выходе.

Для струи, вытекающей из прямоугольного отверстия и настилающейся на плоскость, можно пользоваться формулами для плоской струи, подставляя вместо  $v_0$  (полуширины сопла) полную его ширину  $2v_0 = v$ .

Можно рассматривать такую струю как половину струи удвоенной толщины, по оси которой поставлена плоскость.

Пограничный слой со стороны плоскости имеет незначительную толщину, с внешней же стороны он быстро разрастается и оказывается примерно таким же, как и у свободной плоской струи.

В соответствии с этим формула для относительных скоростей будет

$$\frac{v_x}{v_0} = \frac{1,2}{\sqrt{\frac{ax}{b} + 0,41}}$$

и для расходов

$$\frac{L'_x}{L'_0} = 1,2 \sqrt{\frac{ax}{b} + 0,41}.$$

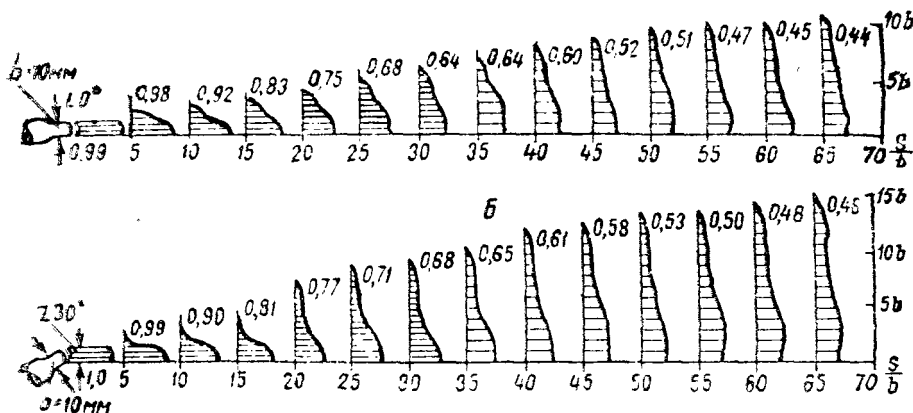


Рис. IV—14. Профили скоростей струи, вытекающей из прямоугольного отверстия



Следует иметь в виду, что если кромка сопла соприкасается с плоскостью, а геометрическая ось сопла составляет угол с плоскостью  $\alpha$  менее  $40-45^\circ$ , то струя настигается на плоскость.

На рис. IV—14 приводятся для сравнения профили скоростей струи, вытекающей из прямоугольного отверстия, когда угол  $\alpha=0$  и  $\alpha=30^\circ$ . Максимальные скорости на равных относительных расстояниях оказываются практически одинаковыми. Струя отрывается от плоскости только тогда, когда угол  $\alpha$  становится более  $45^\circ$ . Если при тех же условиях сопло отодвинуто от края плоскости так, чтобы между ними образовался разрыв (через который будет поступать воздух для питания струи), то струя не настигается на плоскость.

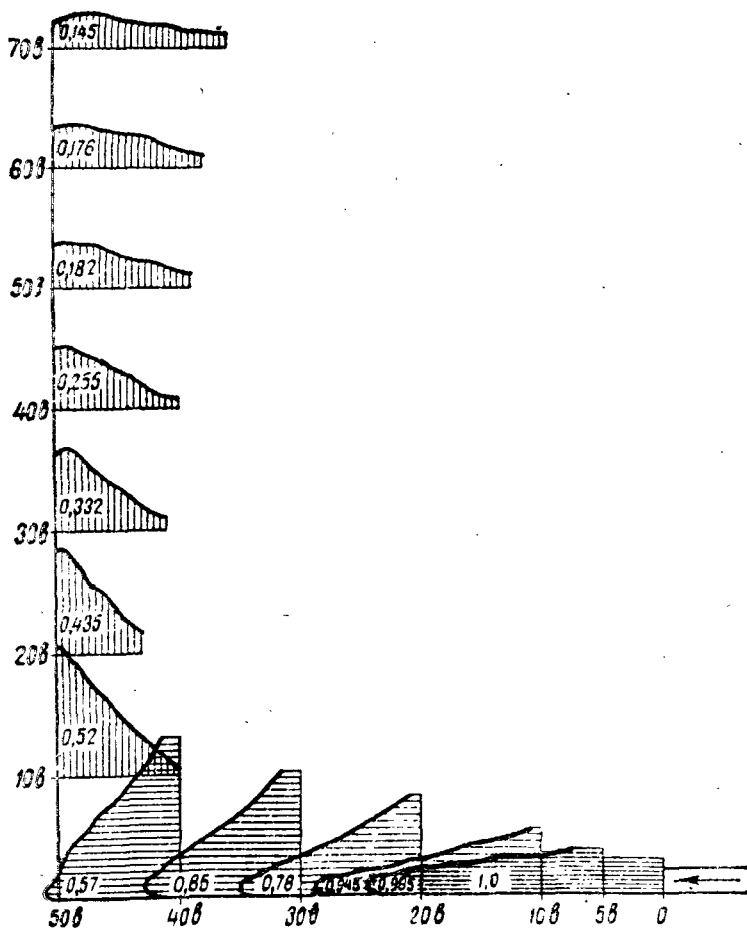


Рис. IV—15. Профили скоростей стелющихся плоских струй

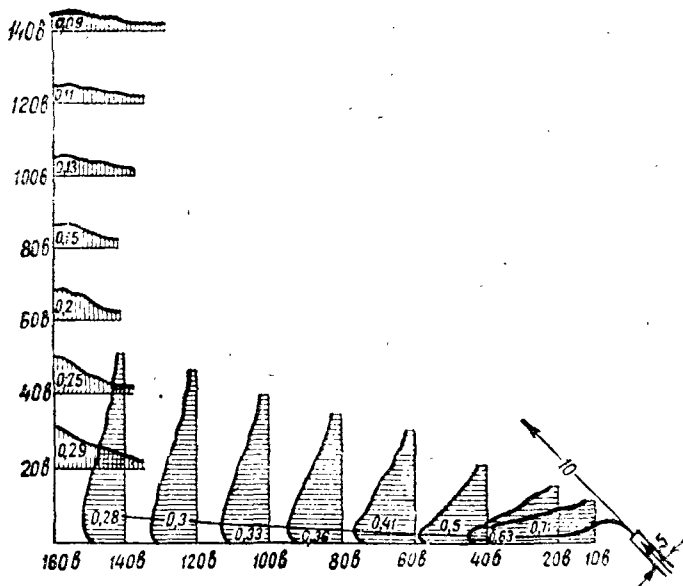


Рис. IV—16. Профили скоростей стелющихся плоских струй

На рис. IV—15 и IV—16 приведены профили стелющихся по плоскости (плоских) струй, которые при своем распространении набегают на перпендикулярно поставленную стенку.

Струя, встречающая стенку, поставленную поперек потока, растекается по ней радиально во все стороны.

Эти рисунки дают возможность воссоздать путем зеркального отображения приближенную картину распределения скоростей, когда струи, стелющиеся по плоскости, будут направлены прямо одна навстречу другой.

Скоростные поля струи, зажатой с трех сторон стенками (рис. IV—17), приводятся на рис. IV—18.

Истечение происходило через щель, имеющую ширину 3 см и высоту 65 см. Длина такого открытого канала превышала 100 см.

На рис. IV—18 приведено распределение скоростей (по сред-

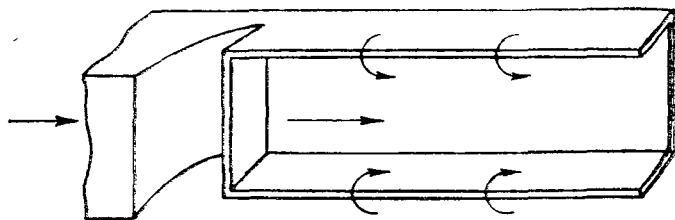


Рис. IV—17. Струя, зажатая с трех сторон

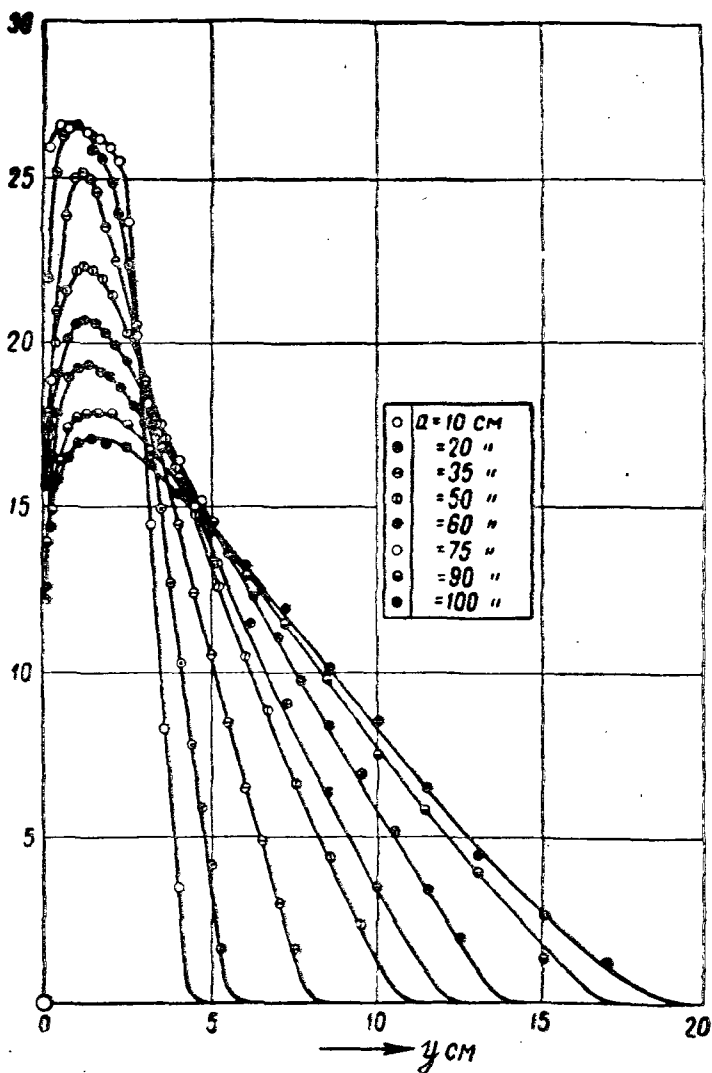


Рис. IV—18. Скоростные поля струи на различных расстояниях от сопла

нему сечению вдоль струи) на различных расстояниях от сопла при начальной скорости истечения  $27$  м/сек.

На рис. IV—19 показан обобщенный профиль скоростей.

На рис. IV—20 представлены скоростные поля струи, оси которой направлены к плоскости под углом  $22,5$  и  $45^\circ$ .

Если при угле в  $90^\circ$  растекание струи происходит равномерно во все стороны, то при угле в  $45^\circ$  большая масса струи растекает-

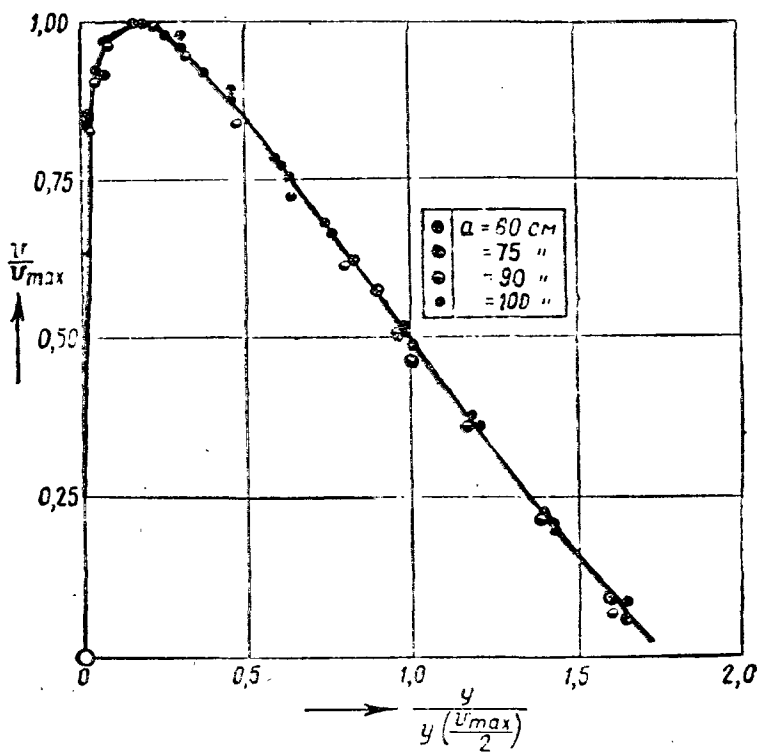


Рис. IV—19. Обобщенный профиль скоростей

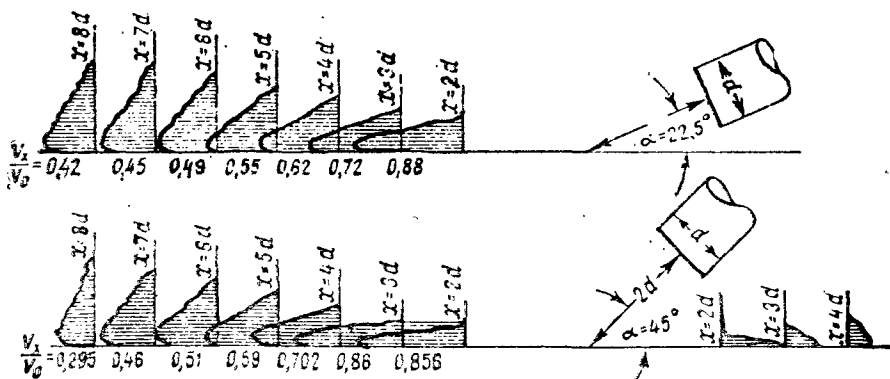


Рис. IV—20. Поля скоростей струй, оси которых направлены к плоскости под углом 22,5 и 45°

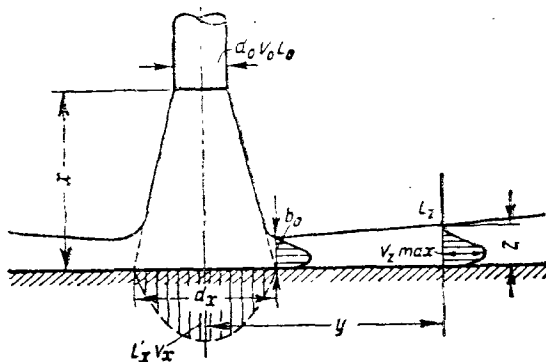


Рис. IV—21. Схема струи, набегающей на стенку

ся в сторону более плавного поворота, а при угле  $22,5^\circ$  практически вся масса струи течет в одну сторону.

Более подробно была исследована нами струя, набегающая на стенку под углом  $90^\circ$ . Истечение струи происходило из насадка с поджатием, коэффициент турбулентности струи  $a=0,073$ . Начальная скорость струи  $v_0=29$  м/сек. Расстояние от стенки до насадка изменялось в пределах от 2 до 20 диаметров насадка, при растекании по стенке поля снимались на расстоянии до  $8 d_0$  от оси. Обозначения, принятые при дальнейшем изложении, показаны на рис. IV—21.

На рис. IV—22 представлены совмещенные скоростные поля (скорости отнесены к начальной скорости  $v_0$ ). Показанные на рисунке пунктиром границы струи при ее свободном распространении (без стенки) вычислены по теории свободной струи.

За пределами конуса расширения на одних и тех же удалениях от оси  $\frac{y}{d_0}$  имеем практически одинаковые максимальные скорости (рис. IV—23).

Все профили расстилающейся струи (за пределами конуса расширения) подобны между собою, и их обобщенный профиль в относительных координатах такой же по форме, как на рис. IV—19.

Этот профиль весьма близок к профилю плоской струи. Средняя скорость составляет примерно 0,54 от максимальной, а максимальная скорость находится от плоскости на расстоянии  $\frac{1}{9}$  ширины профиля.

Если допустим, что поджатое сечение на повороте струи находится на пересечении конуса (свободной струи) с плоскостью, а расход воздуха здесь равен количеству подтекающего к плоскости, то можно найти ширину поджатого сечения  $b_0$ :

$$nd_x b_0 v_0 0,54 = L'_x.$$

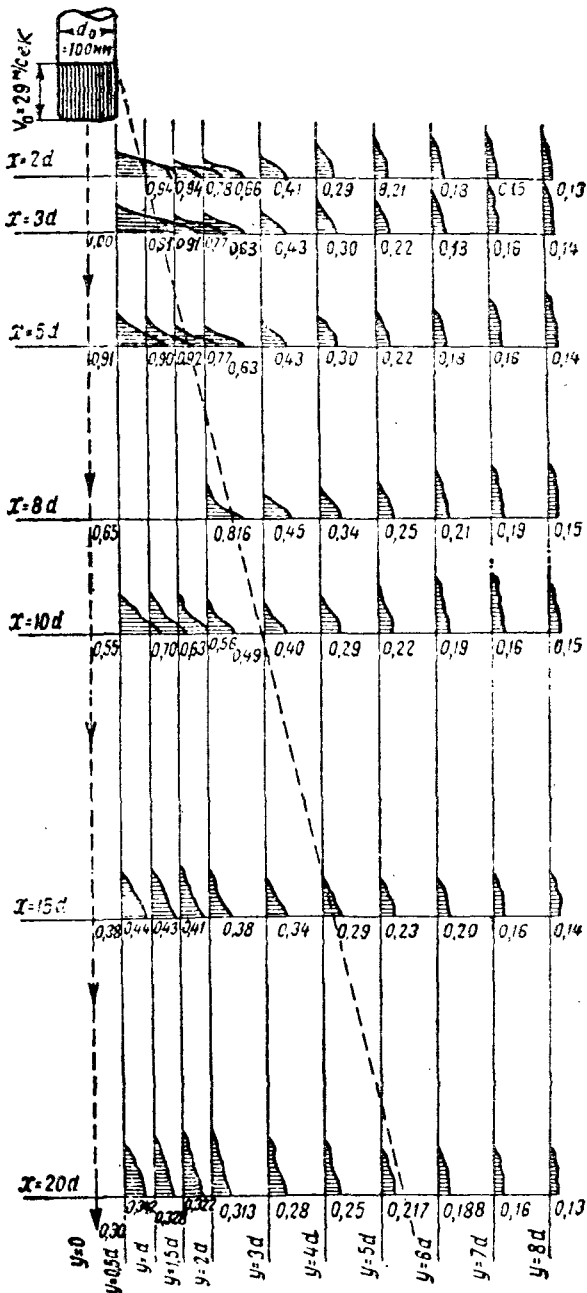


Рис. IV—22. Совмещенные поля скоростей

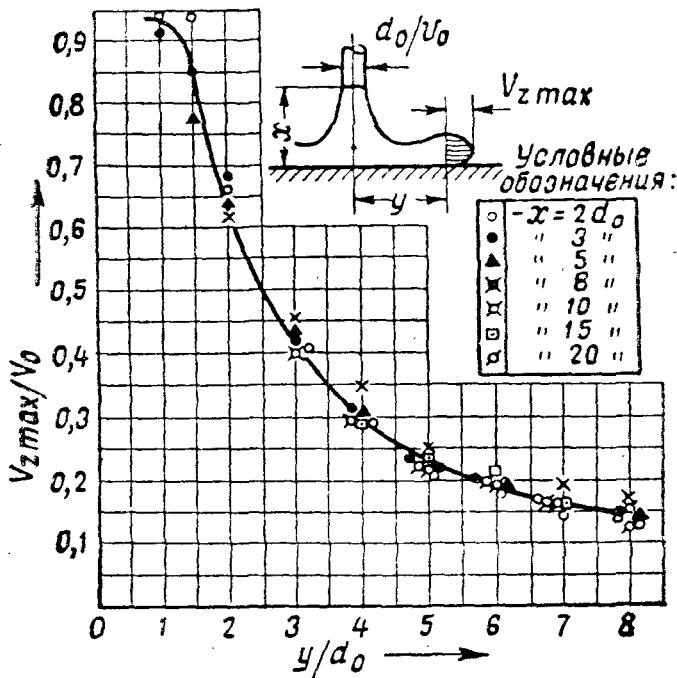


Рис. IV—23. Максимальные скорости

После преобразования получим

$$\frac{b_0}{d_0} = 0,32 : \frac{v_{z \max}}{v_0}$$

Если соединить точки профилей, где скорость составляет половину максимальной, то окажется, что прямая наклонена приблизительно под углом 5°. Пользуясь этим и зная  $b_0$  и  $v_{z \max}$ , можно определить ширину профиля и вычислить расход  $L'_z$ :

$$\frac{L'_z}{L'_0} \approx 4,32 \frac{y}{d_0} \cdot \frac{v_{z \max}}{v_0} \cdot \frac{z}{d_0}$$

Геометрическая схема струи изображена на рис. IV—24.

На рис. IV—25 представлена кривая для приближенного определения относительного расхода на различных удалениях от оси.

Распространение струи в канале, открытом с торца со стороны, противоположной вливающейся струе, представлено на рис. IV—26.

Когда струя занимает только часть поперечного сечения канала, то в нем, пока струя, расширяясь, не займет всего сечения камеры, возникает замкнутая область с постоянным объемом циркулирующего воздуха.

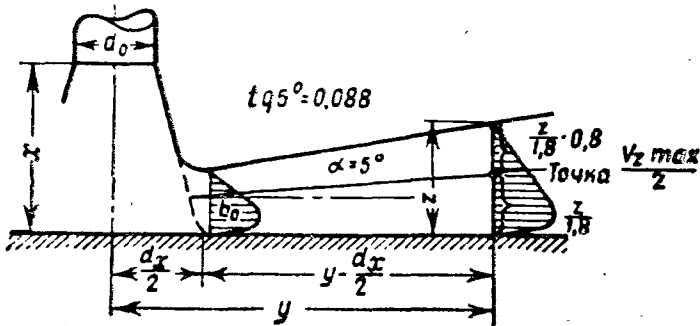


Рис. IV—24. Геометрическая схема струи

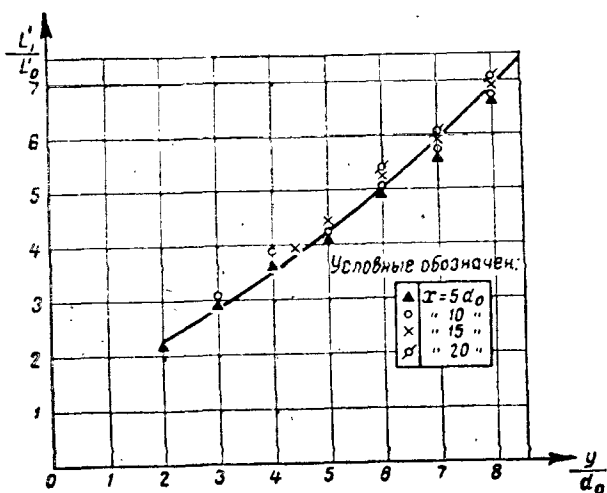


Рис. IV—25. Общая кривая для приблизительного определения относительного расхода на различных удалениях оси

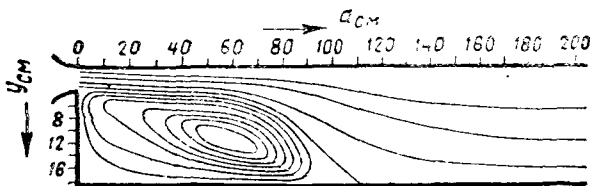


Рис. IV—26. Распространение струи в канале



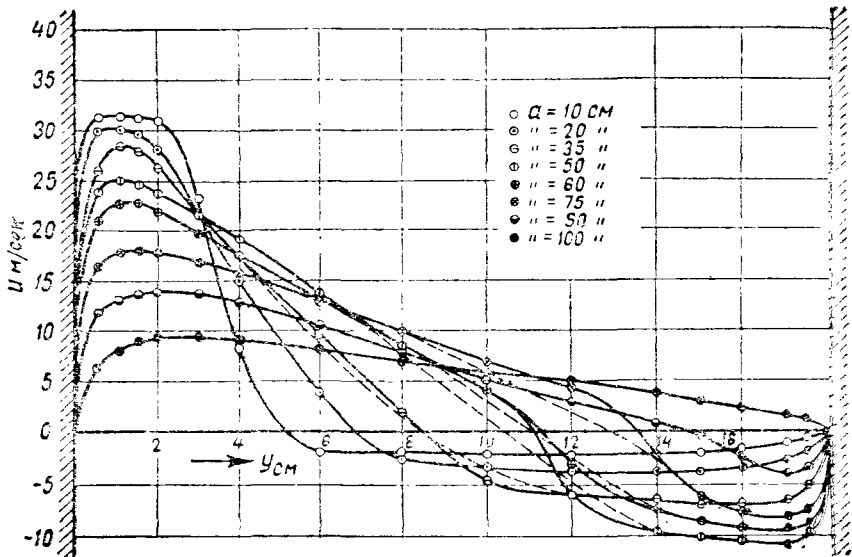


Рис. IV—27. Поля скоростей в различных сечениях канала

Воздух, присоединяющийся к струе до ее смыкания с нижней стенкой, в силу условий непрерывности должен освободиться, иначе из канала выходило бы больше воздуха, чем входило.

Поля скоростей в различных сечениях канала даны на рис. IV—27.

Рисунки эти весьма поучительны. С аналогичными явлениями нам приходится встречаться во всякого рода вентиляционных камерах для приготовления воздуха, в пылесадочных камерах, словом, во всех тех случаях, когда имеет место расширение канала без плавного перехода.

## § 16. Взаимодействие струй

Если одна струя набегаает на другую, причем это совершается в спокойном окружающем воздухе, то происходит взаимодействие струй и перестройка полей скоростей.

Если истечение струй происходит из ряда отверстий и струи имеют первоначально **параллельное направление осей** (например, при выходе их из ряда параллельно поставленных трубок или нескольких отверстий в стенке), то на некотором определенном расстоянии их поля начинают накладываться одно на другое. Суммарное поле, как показывают поставленные нами эксперименты, можно с достаточной для практических расчетов точностью построить путем накладывания элементарных струй (рис. IV—28) одна на другую (то есть суммируя векторы скоростей элементарных струй). После слияния всех струек общее на-

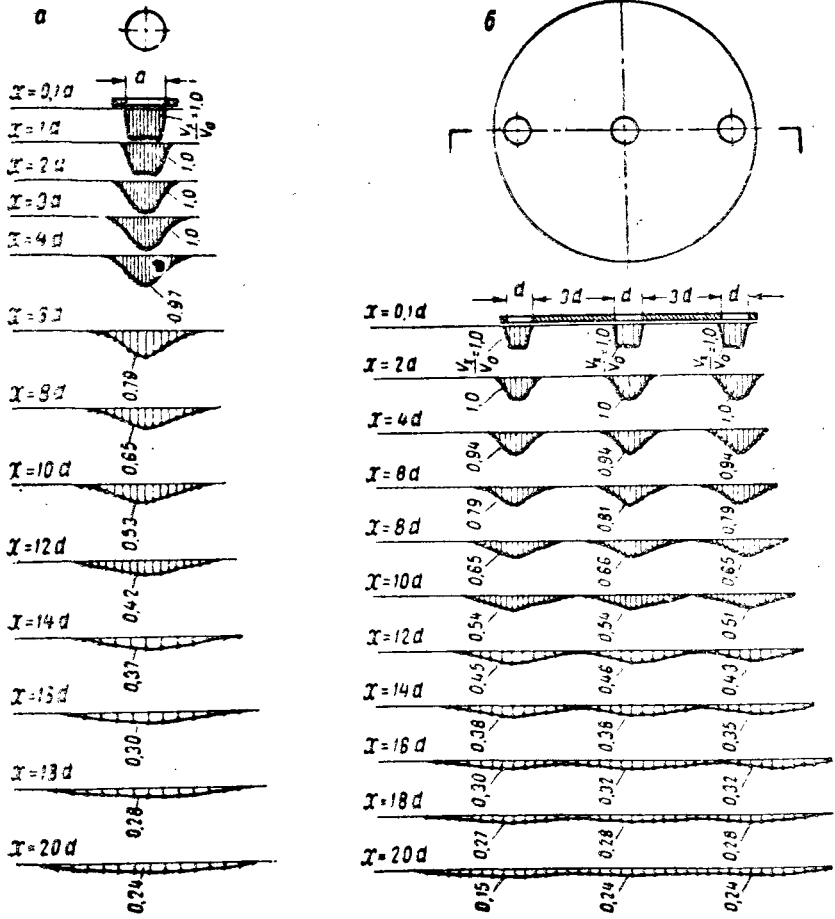


Рис. IV—28. Взаимодействие струй

правление потока останется параллельным первоначальному направлению элементарных струек.

Если бы оказалось, что струи при пересечении создали замкнутую область на периферии, которая не позволила бы окружающему воздуху подтекать для питания ее, то естественно предположить, что вследствие образовавшегося разрежения произойдет поджатие струй и более быстрое их слияние. Такие явления наблюдаются, например, в том случае, когда истечение струй происходит из отверстий, расположенных в плоскости по кругу (рис. IV—29) или другому замкнутому контуру.

Аналогичное смыкание происходит при истечении струи из кольцевой щели, образованной двумя трубами (труба в трубе, внутренняя труба заглушена, размер щели  $d-d_0$ ).

По исследованиям ЦКТИ<sup>1</sup>, начиная с  $\frac{x}{d} = 5$ , профили скоростей на оси струи становятся полными, и в дальнейших сечениях они качественно воспроизводят профили круглой струи  $\frac{d_0}{d} = 0$ . Значения относительных осевых скоростей полый струи при различных отношениях  $\frac{d_0}{d}$  показаны на рис. IV—30.

Эти экспериментальные кривые оказались возможным обобщить, если осевые скорости отнести не к средней расходной, а к скорости, вычисленной в предположении, что фиктивный (другой по расходу) поток, заполняющий равномерно все сечения  $\frac{\pi d^2}{4}$ , имеет такое же количество движения, как и фактический поток, вытекающий из кольцевой щели со скоростью  $v_{op}$ :

$$v_s = v_{op} \sqrt{1 - \left(\frac{d_0}{d}\right)^2}.$$

При такой обработке все кривые сливаются с верхней кривой, и расчет осевых скоростей полый струи для  $\frac{x}{d} > 5$  оказывается возможным производить по формулам круглой струи.

Расход в любом сечении полый струи  $L_x$  будет

$$L'_x = L'_0 \frac{1 + 0,25 \frac{x}{d}}{\sqrt{1 - \left(\frac{d_0}{d}\right)^2}}.$$

Если оси двух элементарных струй направлены под иными углами, то направление струй после слияния можно найти, если на пересечении осей этих струй отложить векторы количеств их дви-

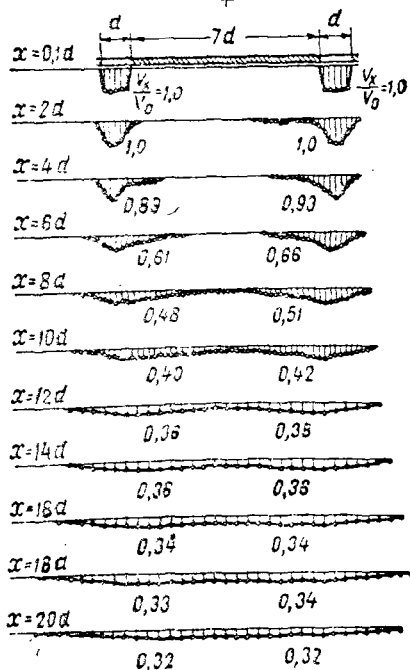
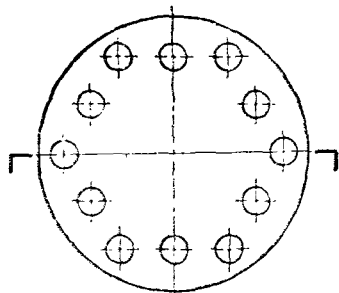


Рис. IV—29. Поджатие и слияние струй при истечении из отверстий, расположенных в плоскости по кругу

<sup>1</sup> Ляховский Д. Н. Аэродинамика струевых и факельных процессов // Сб. «Теплопередача и аэродинамика». — М.; Л.: Машгиз, 1949.

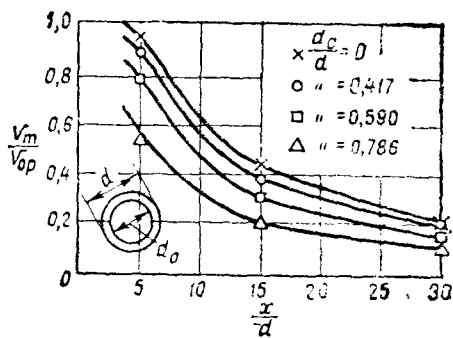


Рис. IV—30

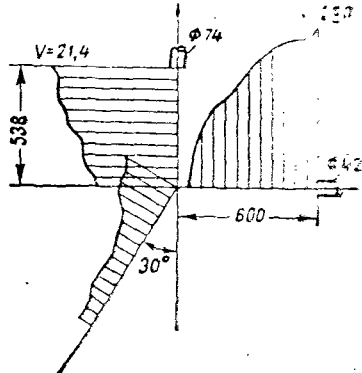


Рис. IV—31. Направление струй после их слияния

жения. Результирующий вектор покажет направление струй после их слияния (рис. IV—31).

## § 17. Струя в ограниченном пространстве в изотермических условиях

Вопрос о распространении струи в ограниченном пространстве исследовался Н. Н. Садовской на моделях с соотношениями высоты, ширины и длины 1:3:3; 1:2:6; 1:3:6 и 1:6:12. На основе опытных данных построены профили скоростей и линии равных скоростей в продольных и поперечных сечениях модели и вычислены основные величины, характеризующие струю и обратный поток воздуха.

Исследованием было установлено, что при подаче струи вдоль модели (с пропорциями 1:3:6) через отверстие в торцевой стенке, расположенное вблизи перекрытия, образуются два противоположно направленных потока воздуха: а) струя, настилающаяся на перекрытие модели, и б) обратные потоки воздуха в нижнем и боковых пространствах модели.

При уменьшении высоты подачи воздуха тенденция струй настилаться на ближайшую ограждающую поверхность остается заметной. Струя отливает от боковой поверхности модели лишь при высоте подачи 0,65 Н.

При увеличении ширины модели вдвое (пропорция 1:6:12) характер циркуляционных токов несколько изменяется. В этом случае струя занимает по высоте всю среднюю часть модели и оттесняет обратные токи к боковым продольным стенкам, образуя в плане два вытянутых циркуляционных кольца.

Исследования Н. Н. Садовской показали, что по закону свободной струи развитие последней происходит только в непосредственной близости к приточному патрубку, где площадь ее попе-

речного сечения по сравнению с площадью поперечного сечения помещения мала.

На более отдаленном расстоянии от приточного патрубка, где площадь поперечного сечения струи занимает более 20—25% площади поперечного сечения помещения, струя меняет свой характер—первое критическое сечение. Нарушается характерное для свободной струи постоянство количества движения, замедляется прирост площади поперечного сечения струи и прирост расхода воздуха, увеличивается по сравнению со свободной струей средняя скорость движения воздуха и отношение средней скорости к осевой.

Площадь поперечного сечения струи возрастает до тех пор, пока она не займет 40—42% площади поперечного сечения помещения (второе критическое сечение). Вслед за тем струя начинает угасать. Количество движения в струе резко падает, уменьшаются расходы воздуха в струе, площадь поперечного сечения струи и осевая скорость.

С увеличением степени турбулентности струя развивается быстрее и критические сечения смещаются ближе к началу истечения.

В результате исследований Н. Н. Садовской было установлено, что развитие струи в ограниченном пространстве в основном определяется площадью поперечного сечения модели и что форма поперечного сечения модели вносит небольшие изменения в расположение циркуляционных колец. В качестве обобщающего параметра было принято отношение площади поперечного сечения струи ( $F_{стр}$ ) к площади поперечного сечения помещения ( $F_n$ ).

Н. Н. Садовская нашла эмпирические формулы для определения расхода воздуха в критических сечениях струи и расстояния этих сечений от устья насадка.

Для второго критического сечения формулы имеют следующий вид:

$$S_{0,4} = \frac{0,71 \sqrt{F_n} - R_0}{3,4 a} \quad (1)$$

и

$$L_{0,4} = 0,258 L_0 \frac{\sqrt{F_n}}{R_0}, \quad (2)$$

где  $S_{0,4}$ —расстояние от устья насадка до второго критического сечения;

$L_{0,4}$ —расход воздуха во втором критическом сечении струи (этот же расход воздуха имеет место в обратном потоке в этом сечении);

$L_0$ —расход воздуха в начальном сечении струи;

$R_0$ —радиус начального сечения струи;

$a$ —коэффициент струи;

$F_n$ —площадь поперечного сечения помещения.

Исследование струи, поданной в ограниченное пространство (бьющей в тупик), было проведено В. Н. Розенбергом. Исследование производилось в изотермических условиях на модели, представляющей собой круглую трубу диаметром 309 мм длиной 3 000 мм, заглушенной с одного конца. С открытого конца трубы через цилиндрический насадок, установленный в центре сечения, подавалась струя. При этом определялись спектры скоростей и поля давлений в различных сечениях от устья.

Опыт показал, что скорости струи, бьющей в тупик, существенно отличаются от скоростей свободной струи. Практически полное затухание осевой скорости происходит на расстоянии 3—4 диаметров трубы, имитирующей помещение, причем с уменьшением диаметра выходного отверстия дальнобойность струи падает. Давление на стенки модели по мере удаления от устья насадка возрастает и в глухом конце достигает наибольшей величины. На оси струи давление ниже, чем на стенках модели в тех же сечениях.

Результаты опытов обоих упомянутых авторов В. Н. Трояновский<sup>1</sup> обобщил, рассматривая струю, распространяющуюся вдоль плоскости модели, как половину струи, направленной по оси модели. В качестве одного из обобщающих параметров принято безразмерное отношение

$$\frac{\sqrt{F_n}}{d_0},$$

где  $\sqrt{F_n}$  — линейный размер поперечного сечения модели (не зависящий от формы поперечного сечения);  
 $d_0$  — диаметр начального сечения струи.

В качестве другого обобщающего параметра принято безразмерное расстояние

$$\bar{x} = \frac{ax}{\sqrt{F_n}},$$

где  $a$  — коэффициент струи;

$x$  — расстояние от полюса струи до рассматриваемого сечения при расстоянии от полюса струи до устья насадка

$$h_0 = 0,145 \frac{d_0}{a}.$$

Результаты опытов Н. Н. Садовской и В. Н. Розенберга обобщались, исходя из того, что налипающая на плоскость струя Садовской рассматривалась как половинка струи Розенберга, подаваемая по оси помещения (не налипающая). Для струи Н. Н. Садовской

$$\bar{x} = \frac{ax}{\sqrt{F_n}},$$

<sup>1</sup> Трояновский В. Н. Вентиляция и отопление мокрых цехов кожевенных заводов. — М.: Профиздат, 1953.

для струи В. Н. Розенберга

$$\bar{x} = \frac{ax}{\sqrt{0,5 F_n}}$$

В дальнейшем новые опыты со струей в ограниченном пространстве были выполнены В. А. Бахаревым и В. Н. Трояновским. Они экспериментировали с трубой  $d=340$  мм, длиной 2520 мм (7,4 калибра). С одного конца труба заглушена, а в открытом устанавливались насадки диаметрами:  $d_0=4,2; 6,0; 11,9; 32,5; 62,0$  и 123 мм. В относительных размерах  $F_n=0,09$  м<sup>2</sup> и  $\frac{\sqrt{F_n}}{d_0}=71,5; 50; 25,2; 9,24; 4,84; 2,44$ .

В качестве линейного размера поперечного сечения модели в целях исключения зависимости от формы принят не его диаметр, а величина  $\sqrt{F_n}$ . Исследование состояло в измерении скоростей и давлений в прямом и обратном потоке в поперечных сечениях через 120 мм.

Опыты проводились при следующих минимальных значениях критерия Рейнольдса: в выходном отверстии насадка  $Re=20\ 000$ , в критическом сечении струи  $Re=16\ 000$  и в критическом сечении обратного потока  $Re=12\ 000$ . Во всех опытах коэффициент  $a \approx 0,07$ . Расстояния вдоль струи исчислялись от полюса струи, находящегося на  $2d_0$  от кромок внутри трубы.

Безразмерное расстояние ( $\bar{x}$ ) исчислялось по формуле

$$\bar{x} = \frac{ax}{\sqrt{0,5 F_n}}$$

Результаты опытов обработаны в обобщенных графиках.

На рис. IV—32 представлено изменение относительной осевой скорости  $\frac{v_m}{v_0}$  по длине тупика ( $v_0$  — средняя по площади начальная скорость струи).

Полное затухание струй (дальнобойность) при  $a=0,07$  происходит для:

$$\begin{array}{l|l} \sqrt{\frac{F_n}{d_0}} = 71,5 \text{ при } x = 4,15 \sqrt{F_n} & \sqrt{\frac{F_n}{d_0}} = 9,24 \text{ при } x = 5,72 \sqrt{F_n} \\ \sqrt{\frac{F_n}{d_0}} = 50 \text{ при } x = 4,17 \sqrt{F_n} & \sqrt{\frac{F_n}{d_0}} = 4,84 \text{ при } x = 6,54 \sqrt{F_n} \\ \sqrt{\frac{F_n}{d_0}} = 25,2 \text{ при } x = 5,07 \sqrt{F_n} & \sqrt{\frac{F_n}{d_0}} = 2,44 \text{ при } x = 6,88 \sqrt{F_n} \end{array}$$

Из рисунка видно, чем меньше соотношение  $\frac{\sqrt{F_n}}{d_0}$ , тем дальнотбойнее струя, тем относительно меньше сказывается торможение обратными потоками. Если считать в калибрах от поперечного сечения помещения  $\sqrt{F_n}$  и при этом не от полюса струи, а

$\sqrt{F_n} = 4,77$  } Опыты Розенберга  
 $\sqrt{F_n} = 10,13$  } (ЦКТИ)  
 $\sqrt{F_n} = 21,5$  }  $\bar{x} = \frac{ax}{\sqrt{0,5F_n}}$   
 $\sqrt{F_n} = 75,5$  }  
 $\sqrt{F_n} = 8,08$  } Опыты Садовской  
 $\sqrt{F_n} = 12,13$  } (ЛМОТ)  
 $\sqrt{F_n} = 17,96$  }  $\bar{x} = \frac{ax}{\sqrt{F_n}}$

$\frac{U_{осед. стр}}{U_0}$   
 $U_0$

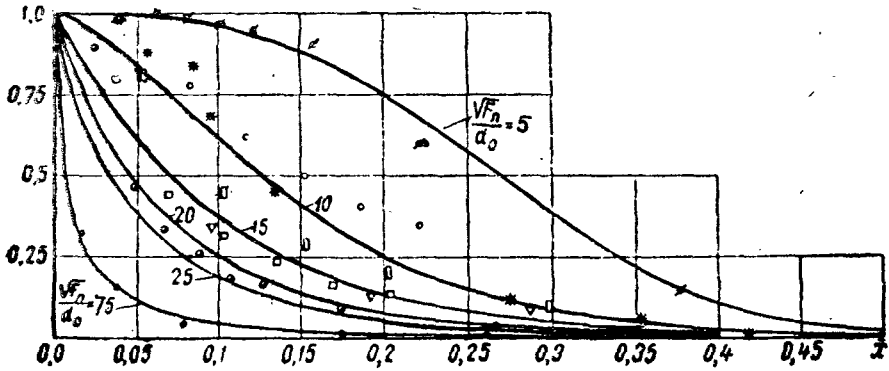
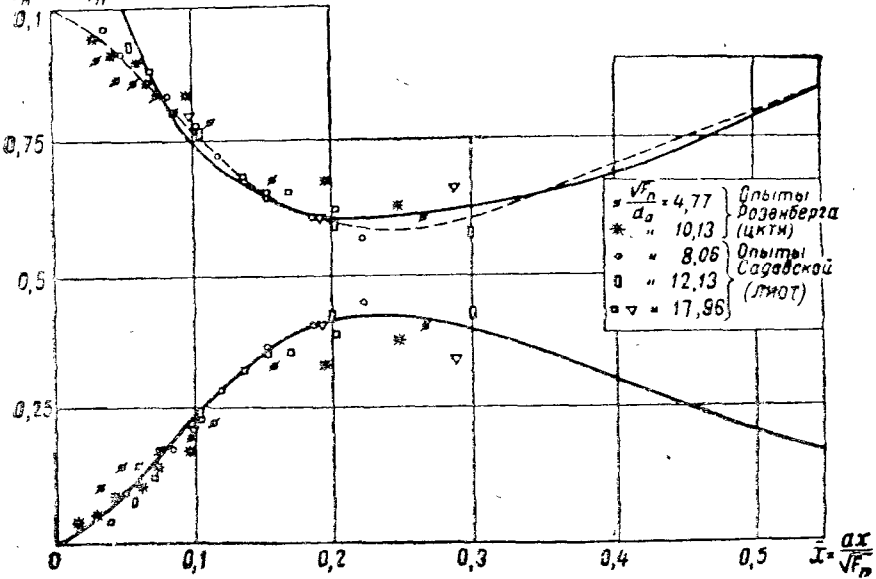


Рис. IV—32

$\frac{F_{изд}}{F_n}$  и  $\frac{F_{стр}}{F_n}$



$\sqrt{F_n} = 4,77$  } Опыты  
 $\sqrt{F_n} = 10,13$  } Розенберга  
 $\sqrt{F_n} = 8,06$  } (ЦКТИ)  
 $\sqrt{F_n} = 12,13$  } Опыты  
 $\sqrt{F_n} = 17,96$  } Садовской  
(ЛМОТ)

Рис. IV—33



от кромок сопла (хотя разница здесь незначительная), то полное затухание происходит на расстоянии

$$S = (4,07 \div 5,1) \sqrt{F_n}$$

Изменение относительной площади поперечного сечения струи  $\frac{F_{стр}}{F_n}$  показано на рис. IV—33.

С увеличением  $\bar{x}$  относительная площадь поперечного сечения струи растет и достигает максимума, равного 0,4—0,42, на расстоянии  $\bar{x}=0,2-0,22$  и дальше падает.

Из графика видно, что относительная площадь струи практически не зависит от диаметра насадка ( $d_0$ ).

Обобщенные результаты относительного расхода в струе для всех значений  $\frac{\sqrt{F_n}}{d_0}$  представлены на рис. IV—34. Как видно из графика, относительный расход в струе достигает максимума, равного 0,53 при  $\bar{x}=0,2$ , а далее расход в струе постепенно уменьшается и на  $\bar{x}=0,42 \div 0,51$  практически становится равным нулю.

График безразмерной средней скорости струи показан на рис. IV—35. В критическом сечении струи ( $\bar{x}=0,2$ ) кривая имеет изгиб. В этом сечении значение

$$\frac{v_{ср.стр.}}{v_0} \cdot \frac{\sqrt{F_n}}{d_0} = 1,1.$$

Из графика видно, что во всех опытах это отношение не остается постоянным с изменением расстояния от кромок сопла.

Для  $\frac{\sqrt{F_n}}{d_0}$  от 71,5 до 9,24 на расстоянии  $\bar{x}=0,05 \div 0,11$  отношение  $\frac{v_{ср.стр.}}{v_0}$  принимает минимальное значение, равное 0,2, при

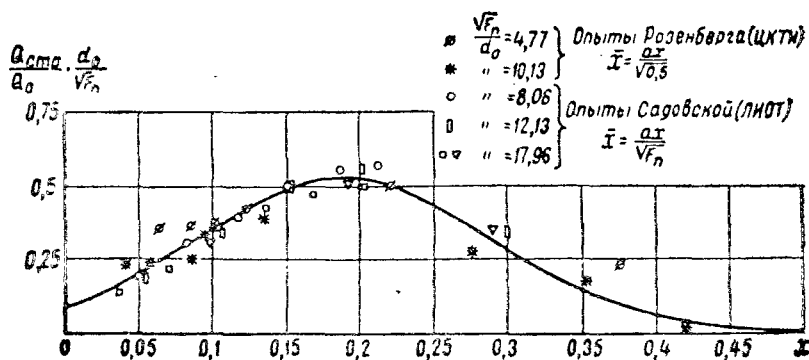


Рис. IV—34

Эмпирические закономерности осесимметричной струи в замкнутом пространстве

№ п/п	Наименование относительных величин	В функции от безразмерного расстояния	В функции от безразмерного расстояния
1	<p>Осевая скорость, <math>v_m</math></p> $\bar{x} = \frac{a \cdot x}{\sqrt{0,5 \cdot F_n}} \text{ к } \bar{S} = \frac{a \cdot S}{\sqrt{0,5 \cdot F_n}}$ $\frac{v_m}{v_0} = \frac{1,41 \cdot A}{\sqrt{F_n} \cdot \bar{x}} \times \frac{\sqrt{F_n}}{d_0} \cdot \bar{x}^{-0,25} \cdot \left(\frac{\sqrt{F_n}}{d_0}\right)^{0,25} \cdot \bar{x}^3$ <p>принимать при <math>\bar{x} &lt; \frac{1,41}{\sqrt{F_n}}; A = a \left(6,5 - 4,5 \cdot e^{-4,07 \cdot \frac{\sqrt{F_n} \bar{x}}{d_0}}\right)</math></p> <p>при <math>\bar{x} \geq \frac{1,41}{\sqrt{F_n}}; A = 6,5 \cdot a</math></p>	$\frac{v_m}{v_0} = \frac{A}{\frac{ax}{d_0}} \times e^{-0,014 \frac{ax}{d_0}} - 10,8 \left(\frac{\sqrt{F_n}}{d_0}\right)^{-0,25} \cdot \left(\frac{ax}{d_0}\right)^3$ <p>принимать при <math>\frac{ax}{d_0} &lt; 1; A = a \times \left(6,5 - 4,5 \cdot e^{-7 \cdot \frac{ax}{d_0}}\right);</math></p> <p><math>\frac{ax}{d_0} \geq 1; A = 6,5 \cdot a</math></p>	
2	<p>Площадь, занимаемая струей, <math>F_{стр}</math></p> $\frac{F_{стр}}{F_n} = 0,98 \cdot (10 \cdot x)^3 \cdot e^{-16,7 \bar{x} + 8,5 \bar{x}^2}$ <p>макс. <math>F_{стр} \approx 0,4 F_n</math> при <math>\bar{x} \approx 0,24</math></p>	$\frac{F_{стр}}{F_n} = 2730 \left(\frac{d_0}{\sqrt{F_n}}\right)^3 \cdot \left(\frac{ax}{d_0}\right)^3 \times -23,5 \frac{d_0}{\sqrt{F_n}} + 16,9 \left(\frac{d_0}{\sqrt{F_n}}\right)^2 \left(\frac{ax}{d_0}\right)^2$ <p><math>\times e</math></p>	

3	Диаметр струи, $d_{стр}$	$\frac{d_{стр}}{\sqrt{F_n}} = 1,11 \cdot (10 \bar{x})^{1,5} \cdot e^{-8,35 \bar{x} + 4,25 \bar{x}^2}$ <p>макс. <math>d_{стр} \approx 0,71 \sqrt{F_n}</math> при <math>\bar{x} \approx 0,24</math></p>	$\frac{d_{стр}}{D_n} \approx 63 \cdot \left( \frac{d_0}{D_n} \cdot \frac{ax}{d_0} \right)^{1,5} \times$ $\times e^{-13,25 \frac{d_0}{D_n} \cdot \frac{ax}{d_0} + 10,8 \cdot \left( \frac{d_0}{D_n} \cdot \frac{ax}{d_0} \right)^2}$ <p>(<math>D_n</math> — диаметр трубки или окружающего пространства)</p>
4	Площадь, занимаемая обратным потоком, $F_{обр}$	$\frac{F_{обр}}{F_n} = e^{-2,3 \cdot \bar{x}}$	$\frac{F_{обр}}{F_n} = e^{-3,24 \frac{d_0}{\sqrt{F_n}} \cdot \frac{a \cdot x}{d_0}}$
5	Расход, $Q_{стр}$	$\frac{Q_{стр}}{Q_0} = 0,225 \cdot \frac{\sqrt{F_n}}{d_0} \times (10 \bar{x}) e^{8,4 \bar{x} - 3,7 \bar{x}^2}$ <p>макс. <math>\left( \frac{Q_{стр}}{Q_0} \right) = 0,55 \frac{\sqrt{F_n}}{d_0}</math> при <math>\bar{x} = 0,12</math></p>	$\frac{Q_{стр}}{Q_0} = 3,18 \cdot \frac{a \cdot x}{d_0} \times$ $11,85 \frac{d_0}{\sqrt{F_n}} \cdot \frac{a \cdot x}{d_0} - 73,6 \left( \frac{d_0}{\sqrt{F_n}} \right)^2 \left( \frac{ax}{d_0} \right)^2$ <p><math>\times e</math></p>
6	Средняя скорость в струе, $v_{стр}$	$\frac{v_{стр}}{v_0} = 0,181 \cdot \frac{d_0}{\sqrt{F_n}} \cdot (10 \bar{x})^{-2} \times$ $\times e^{25,1 \bar{x} - 45,5 \bar{x}^2}$ <p>при <math>\bar{x} \approx 0,2</math> <math>\frac{v_{стр}}{v_0} \approx 1,1 \frac{d_0}{\sqrt{F_n}}</math></p>	$\frac{v_{стр}}{v_0} = \frac{0,0004}{\frac{d_0}{\sqrt{F_n}}} \times$ $35,4 \frac{d_0}{\sqrt{F_n}} \cdot \frac{ax}{d_0} - 90,5 \left( \frac{d_0}{\sqrt{F_n}} \right)^2 \cdot \left( \frac{ax}{d_0} \right)^2$ <p><math>\times e</math></p>
7	Средняя скорость в обратном потоке, $v_{стр,обр}$	$\frac{v_{стр,обр}}{v_0} = 0,177 \cdot \frac{d_0}{\sqrt{F_n}} \cdot (10 \bar{x}) \times e^{10,7 \bar{x} - 37 \bar{x}^2}$ <p>макс. <math>\left( \frac{v_{стр,обр}}{v_0} \right) = 0,69 \frac{d_0}{\sqrt{F_n}}</math> при <math>\bar{x} = 0,2</math></p>	$\frac{v_{стр,обр}}{v_0} = 2,5 \left( \frac{d_0}{\sqrt{F_n}} \right)^2 \cdot \frac{ax}{d_0} \times$ $15,1 \frac{d_0}{\sqrt{F_n}} \cdot \frac{ax}{d_0} - 73,6 \left( \frac{d_0}{\sqrt{F_n}} \right)^2 \cdot \left( \frac{ax}{d_0} \right)^2$ <p><math>\times e</math></p>
8	Соотношение средних скоростей и площадей сечений в прямом и обратном потоках	$\frac{v_{стр,обр}}{v_{стр}} = \frac{F_{стр}}{F_{обр}}$ $\frac{v_{стр,стр}}{v_{стр,обр}} = 0,98 (10 \bar{x})^3 \times e^{-14,4 \bar{x} + 8,5 \bar{x}^2}$	$\frac{v_{стр,обр}}{v_{стр}} = \frac{F_{стр}}{F_{обр}} = 2730 \left( \frac{d_0}{\sqrt{F_n}} \right)^3 \left( \frac{ax}{d_0} \right)^6 \times$ $-20,3 \frac{d_0}{\sqrt{F_n}} \cdot \frac{ax}{d_0} + 16,9 \left( \frac{d_0}{\sqrt{F_n}} \right)^2 \left( \frac{ax}{d_0} \right)^2$ <p><math>\times e</math></p>

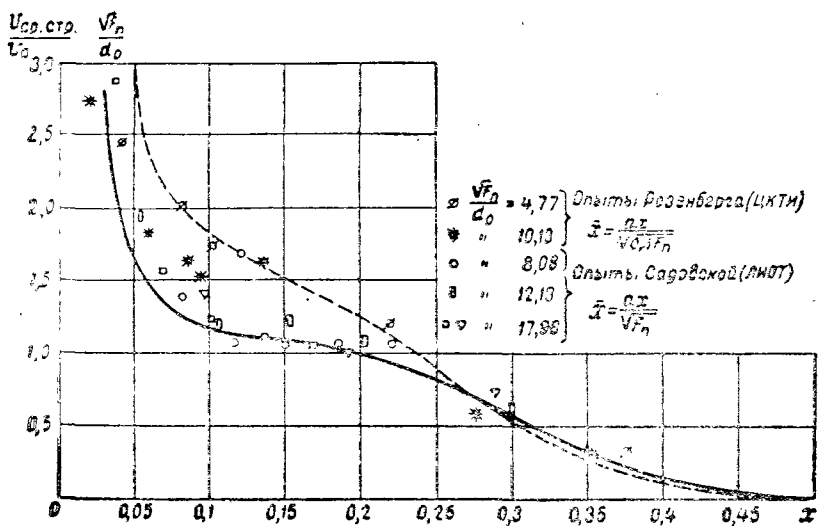


Рис. IV—35

дальнейшем увеличении оно растет и к концу струи приближается к единице.

В координатах  $\frac{v_{ср. стр.}}{v_0} = f\left(\frac{x}{d_0}\right)$  получается, что отношение скоростей в устье насадка равно  $\sim 1$ , на расстоянии  $\frac{x}{d_0} = 50$  оно уменьшается до 0,2, а на расстоянии  $\frac{x}{d_0} = 100$  снова увеличивается до 0,36.

Изменение безразмерной средней скорости обратного потока по длине тупика представлено на графике рис. IV—36. Во всех случаях средняя скорость обратного потока имеет максимум 0,69

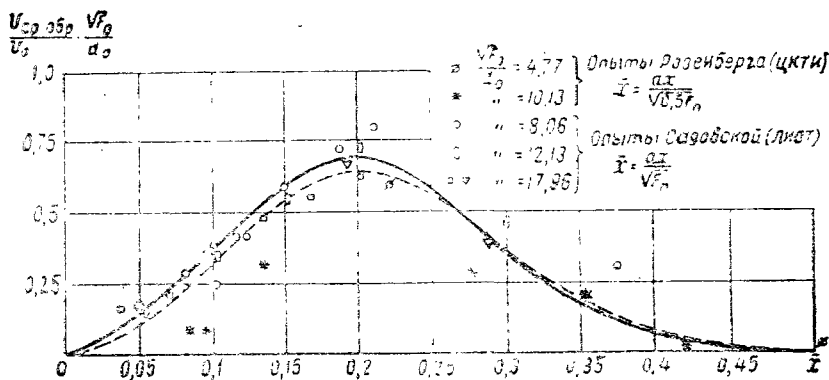


Рис. IV—36

в критическом сечении при  $\bar{x}=0,2$  и далее постепенно падает и на расстоянии  $\bar{x}=0,6 \div 0,65$  становится равной нулю.

Эмпирические закономерности осесимметричной струи в замкнутом пространстве приводятся в табл. IV—9.

## § 18. Искривление струи гравитационными силами

Как известно, температура воздуха, впускаемого в вентилируемое помещение, обычно отличается от температуры воздуха в помещении. При вентиляции она обычно ниже, чем температура в помещении, при воздушном отоплении — выше. Вследствие разности температур (разности весовых плотностей) происходит искривление струи.

Первая попытка приближенного определения траектории струи была сделана мной совместно с И. А. Шепелевым<sup>1</sup>.

Был использован экспериментальный материал Цимма и В. А. Туркуса по изменению скоростей вдоль струи.

В этой работе впервые было установлено, что искривление изотермической струи определяется критерием Архимеда:

$$Ar = \frac{gd(t_0 - t_{окр})}{v_0 T_{окр}}$$

где  $g$  — ускорение силы тяжести,  $м/сек^2$ ;

$d$  — диаметр сопла,  $м$ ;

$v_0$  — начальная скорость струи,  $м/сек$ ;

$t_0$  — начальная температура струи,  $^{\circ}C$ ;

$T_{окр} = t_{окр} + 273$  — температура окружающего воздуха, в котором распространяется струя.

В 1938 году С. Н. Сыркин и Н. Д. Ляховский<sup>2</sup> провели экспериментальную работу по определению траекторий искривленных круглых струй. Данные их экспериментов приводятся на рис. IV—37.

В дальнейшем вопросом искривления оси круглой струи занимались Г. Н. Абрамович и И. А. Шепелев, а плоской — Б. Ю. Данишевский.

Современные данные об искривлении осей круглых, плоских и кольцевых струй приводятся по упрощенной теории Г. Н. Абрамовича в обработке В. Н. Талнева.

В соответствии с рис. IV—38 обозначим:

$v_0$  — начальная скорость истечения струи (средняя по площади);

$\omega$  — скорость на оси изогнутой струи в основном участке в точке  $A$ ;

$\omega_{st}$  — осевая скорость в основном участке в точке  $B$ , если бы струя была слабо нагрета;

$\omega_n$  — скорость подъема, обусловленная Архимедовой силой.

<sup>1</sup> Отопление и вентиляция. — 1935. — № 5.

<sup>2</sup> Сыркин С. Н., Ляховский Н. Д. Аэродинамика факела, вытекающего в среду другой плотности // Журн. техн. физики. — Т. IX. — Вып. 9. — 1939.

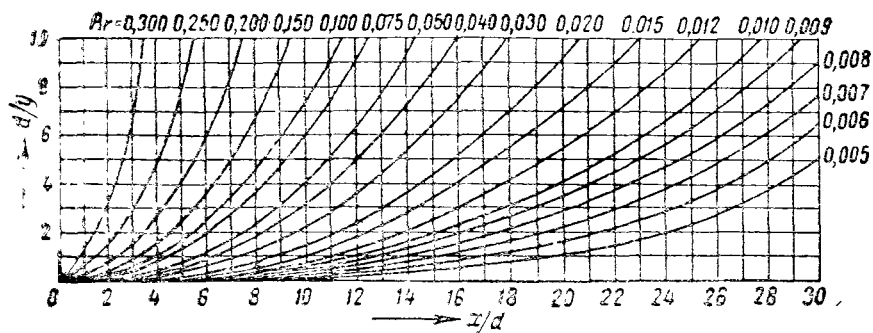


Рис. IV—37. Результаты исследований траекторий искривленных круглых струй  
С. Н. Сыркиным и Н. Д. Ляховским

Для круглой струи

$$\bar{\omega}_{st} = \frac{\omega_{st}}{v_0} = \frac{12,4\sqrt{\beta_0}}{\bar{s} - \bar{s}_0} \sqrt{\frac{T_{окр}}{T_0}}$$

При равномерном поле скоростей

$$\beta_0 = 1; \quad \bar{s}_0 = 0 = \frac{s_0}{r_0}; \quad \bar{s} = \frac{s}{r_0},$$

тогда

$$\bar{\omega}_{st} = \frac{12,4}{\bar{s}} \sqrt{\frac{T_{окр}}{T_0}}$$

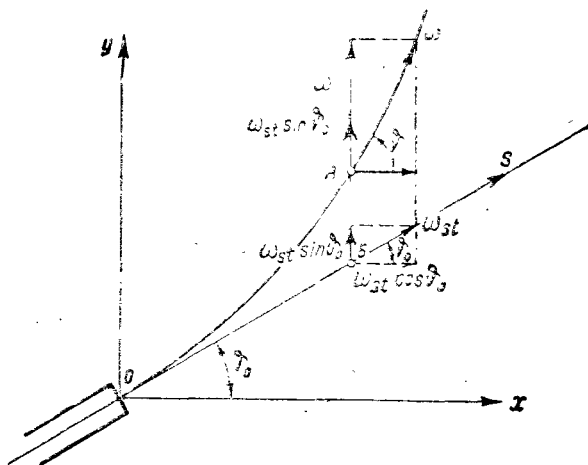


Рис. IV—38. Современная схема искривления струи  
гравитационными силами

Избыточная относительная температура на оси в точке  $B$ :

$$\bar{\Delta t}_{s oc} = \frac{\Delta t_{s oc}}{\Delta t_{0 cp}} = \frac{t_{s oc} - t_{окр}}{t_s - t_{окр}} = \frac{9,24}{\sqrt{\beta_0 (\bar{s} - \bar{s}_0)}} \sqrt{\frac{T_{окр}}{T_0}}.$$

Относительная скорость подъема  $\bar{\omega}_n$ :

$$\bar{\omega}_n = \frac{\omega_n}{v_0} = \frac{0,745}{\beta_0} Ar_0 \bar{s},$$

где

$$Ar_0 = \frac{gr_0 \Delta t_{0 cp}}{v_0^2 T_{окр}}.$$

Относительная скорость на оси изогнутой струи  $\bar{\omega}$ :

$$\bar{\omega} = \frac{\omega}{v_0} = \sqrt{\bar{\omega}_{st}^2 + \bar{\omega}_n^2 + 2 \bar{\omega}_{st} + \bar{\omega}_n \sin \vartheta_0}.$$

Уравнение оси струи:

$$\bar{y} = \frac{y}{r_0} = \bar{s} \sin \vartheta_0 + 0,02 \frac{Ar_0}{\beta_0 \sqrt{\beta_0}} \sqrt{\frac{T_0}{T_{окр}}} \bar{s}^2 \left( \bar{s} - \frac{3}{2} \bar{s}_0 \right).$$

При равномерном поле скоростей  $\beta_0 = 1$  и  $\bar{s}_0 = 0$  уравнение оси круглой неизотермической струи будет

$$\bar{y} = \bar{s} \sin \vartheta_0 + 0,02 Ar_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_{окр}}} \bar{s}^3.$$

## § 19. Искривление оси плоской и кольцевой струи

Аналогичные формулы для плоской струи, вытекающей из канала шириною  $2b_0$  под тем же углом  $\vartheta_0$  к горизонту с начальной средней скоростью  $v_0$  (см. рис. IV—38).

Относительная скорость на оси в точке  $B$ :

$$\bar{\omega}_{st} = \frac{3,8 \sqrt{\beta_0}}{\sqrt{\bar{s} - \bar{s}_0}} \sqrt{\frac{T_{окр}}{T_0}}.$$

Избыточная температура:

$$\bar{\Delta t}_{s oc} = \frac{3,27}{\sqrt{\beta_0 (\bar{s} - \bar{s}_0)}} \sqrt{\frac{T_{окр}}{T_0}}.$$

Относительная скорость подъема:

$$\bar{\omega}_n = \frac{\omega_n}{v_0} = \frac{0,86}{\beta_0} Ar_0 \bar{s}.$$

Скорость на оси изогнутой струи в точке А:

$$\bar{\omega} = \frac{\omega}{v_0} = \sqrt{\bar{\omega}_{st}^2 + \bar{\omega}_n^2 + 2\bar{\omega}_{st}\bar{\omega}_n \sin \vartheta_0}.$$

Уравнение оси нагретой плоской струи:

$$\bar{y} = \bar{s} \sin \vartheta_0 + 0,091 \frac{Ar_0}{\beta_0 \sqrt{\beta_0}} \sqrt{\frac{T_0}{T_{окр}}} \left[ \left( \bar{s} + \frac{2}{3} \bar{s}_0 \right) (\bar{s} - \bar{s}_0)^{3/2} + \frac{2}{3} \bar{s}_0^2 \sqrt{\bar{s} - \bar{s}_0} \right];$$

при  $\beta_0 = 1$ ;  $\bar{s}_0 = 0$

$$\bar{y} = \bar{s} \sin \vartheta_0 + 0,091 Ar_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_{окр}}} \bar{s}^{-5/2}.$$

Аналогичные формулы применяются для кольцевой струи (см. рис. IV—38).

Относительная скорость по оси S в точке Б:

$$\bar{\omega}_{st} = \frac{\omega_s}{v_0} = \frac{3,8 \sqrt{\beta_0}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\bar{s}}{s_{ц}}\right) (\bar{s} - s_0)}} \sqrt{\frac{T_{окр}}{T_0}}.$$

Относительная скорость подъема:

$$\bar{\omega}_n = \frac{\omega_n}{v_0} = \frac{0,86}{\beta_0} Ar_0 \bar{s},$$

где

$$Ar_0 = \frac{gl \Delta t_{cp}}{v_0^2 T_{окр}}.$$

Относительная скорость на оси изогнутой струи в точке А:

$$\bar{\omega} = \frac{\omega}{v_0} = \sqrt{\bar{\omega}_{st}^2 + \bar{\omega}_n^2 + 2\bar{\omega}_{st}\bar{\omega}_n \sin \vartheta_0}.$$

Избыточная температура:

$$\Delta t_{s oc} = \frac{3,27}{\sqrt{\beta_0 \left(1 - \frac{\bar{s}}{s_{ц}}\right) (\bar{s} - s_0)}} \sqrt{\frac{T_{окр}}{T_0}}.$$

Уравнение оси (при  $\beta_0 = 1$ ;  $s_0 = 0$ ):

$$\bar{y} = \bar{s} \sin \vartheta_0 + 0,227 Ar_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_{окр}}} \left\{ \frac{s_{ц}}{3} \sqrt{\left(1 + \frac{\bar{s}}{s_{ц}}\right)^3 \bar{s}^3} - \right.$$



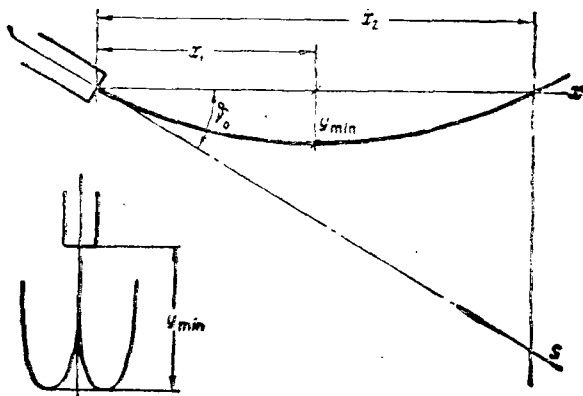


Рис. IV—39. Схема течения струи с указанием искомых параметров

$$-\frac{\bar{s}_4^2}{8} \left(1 + 2 \frac{\bar{s}}{s_4}\right) \sqrt{\left(1 + \frac{\bar{s}}{s_4}\right) \bar{s}} + \frac{\bar{s}_4^2 V \bar{s}_4}{16} \ln \left(1 + 2 \frac{\bar{s}}{s_4}\right) + 2 \sqrt{\left(1 + \frac{\bar{s}}{s_4}\right) \frac{\bar{s}}{s_4}}.$$

**Пример.** Из поджатого круглого сопла (рис. IV—39) вытекает струя со средней скоростью  $v_0$  и избыточной температурой  $\Delta t_0$  под углом к горизонту —  $\vartheta_0$ .

Найти уравнение траектории оси струи, наибольшую глубину погружения оси струи  $\bar{y}$ , на каком расстоянии  $x_2$  ось струи пересечет ось абсцисс.

Заменяем в формуле  $\bar{s} = \frac{x}{\cos \vartheta_0}$  и  $\vartheta_0$  на  $-\vartheta_0$ , получим

$$\bar{y} = -\bar{x} \operatorname{tg} \vartheta_0 + 0,02 Ar_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_{окр}}} \left(\frac{x}{\cos \vartheta_1}\right)^3.$$

Исследуя на максимум и минимум, найдем, что

$$\bar{x}_1 = \sqrt{\frac{\sin \vartheta_0 \cos^2 \vartheta_0}{0,06 Ar_0}} \sqrt{\frac{T_{окр}}{T_0}} \text{ дает минимум.}$$

Следовательно, струя сначала опускается, а затем, начиная с  $\bar{x}_1$ , поднимается.

Глубина, на которую опустится струя, найдется после подстановки в уравнение оси струи значения  $x_1$ :

$$\bar{y}_{min} = -\frac{2}{3} \sqrt{\frac{\sin^3 \vartheta_0}{0,06 Ar_0}} \sqrt{\frac{T_{окр}}{T_0}}.$$

Струя пересечет ось абсцисс, когда  $y=0$ :

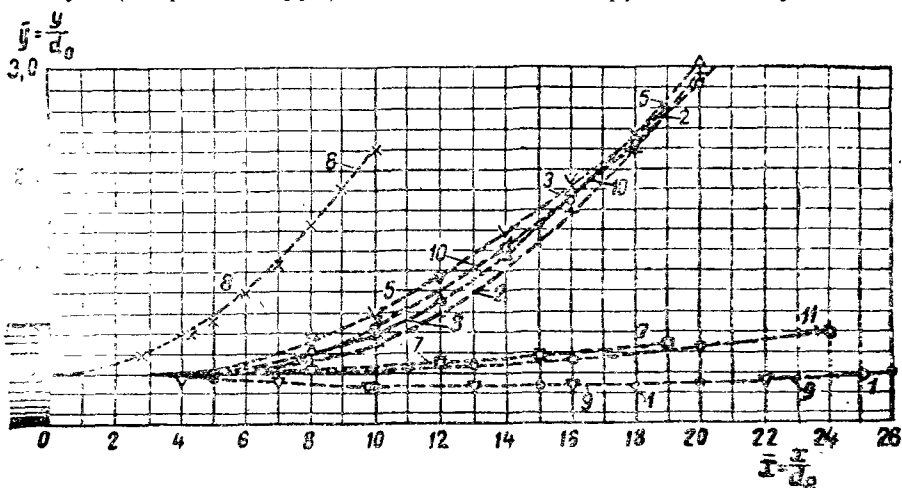
$$\bar{x}_3 = \sqrt{\frac{\sin \vartheta_0 \cos^2 \vartheta_0}{0,02 Ar_0}} \sqrt{\frac{T_{окр}}{T_0}}$$

Наибольшая глубина погружения струи будет при  $\vartheta_0=90^\circ$

$$\bar{y}_{min} = -\frac{2}{3} \sqrt{\frac{1}{0,06 Ar_0}} \sqrt{\frac{T_{окр}}{T_0}}$$

Известно, что изотермическая струя, направленная не только непосредственно на плоскость, но и распространяющаяся вблизи нее, налипает на плоскость и движется по ней не отрываясь. Поведение нагретой струи, направленной на плоскость, зависит от соотношения Архимедовых, инерционных, а также и вязких сил.

Струя, имеющая более высокую температуру, чем окружающий воздух (нагретая струя), вытекающая из круглого отверстия и



№ опыта	$Ar$	$Re$	Обозначения
9	0,0023	1900	▽---▽
1	0,0052	1160	○---○
7	0,0097	840	□---□
11	0,0097	490	◇---◇
10	0,0127	940	∩---∩
5	0,3147	600	∨---∨
2	0,3187	600	+---+
3	0,0207	320	△---△
8	0,0540	310	×---×

Рис. IV—40. Результаты исследований нагретой струи, настилающейся на плоскость

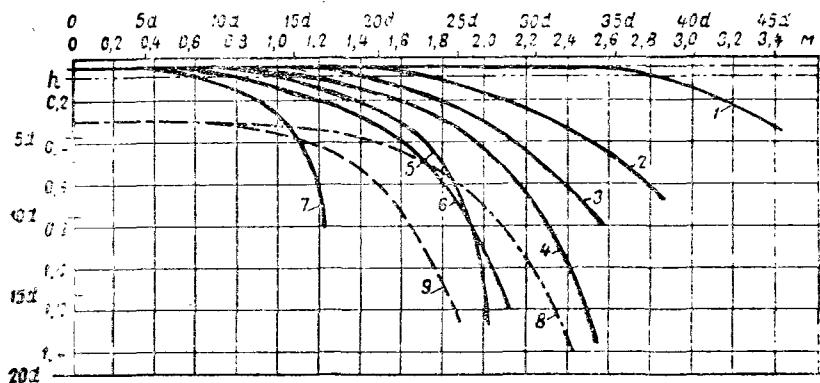
направленная по плоскости, по данным опытов М. Ф. Бромлея, при значении критерия  $Ar = \frac{gd}{\nu^2} \cdot \frac{\Delta t}{T} =$  от 0,0023 до 0,0097 не отрывается от плоскости на протяжении  $\frac{x}{d} = 22 \div 25$ .

На рис. IV—40 эти опыты представлены группой кривых 1, 7, 9 и 11.

Вторая группа опытов, в которых струя стелется вдоль плоскости на протяжении 6—7 калибров, соответствует значению критерия  $Ar =$  от 0,0128 до 0,0207. На рис. IV—40 опыты представлены кривыми 2, 3, 5, 7, 8 и 10.

При значении  $Ar = 0,054$  струя сразу же отрывается от плоскости и уходит вверх.

На рис. IV—41 изображены аналогичные кривые, полученные в НИИСТе Г. Г. Шамциян. Струя холодного воздуха направлялась вдоль потолка в теплой комнате. Патрубок круглого сечения  $d = 75$  мм или непосредственно соприкасался с потолком  $\frac{h}{d} = 0,5$ , или же ось патрубка отстояла от потолка на  $d \frac{h}{d} = 1$ .



- |                   |             |                    |                         |
|-------------------|-------------|--------------------|-------------------------|
| 1— $Ar=0,0001$ ;  | $h/d=1,0$ ; | $t_0=3,5^\circ$ ;  | $\Delta t=25^\circ$ ;   |
| 2— $Ar=0,00685$ ; | $h/d=0,5$ ; | $t_0=-6^\circ$ ;   | $\Delta t=25^\circ$ ;   |
| 3— $Ar=0,0042$ ;  | $h/d=0,5$ ; | $t_0=5,5^\circ$ ;  | $\Delta t=15^\circ$ ;   |
| 4— $Ar=0,059$ ;   | $h/d=1,0$ ; | $t_0=0$ ;          | $\Delta t=22^\circ$ ;   |
| 5— $Ar=0,0132$ ;  | $h/d=0,5$ ; | $t_0=-1,5^\circ$ ; | $\Delta t=21^\circ$ ;   |
| 6— $Ar=0,0073$ ;  | $h/d=1,0$ ; | $t_0=-1,5^\circ$ ; | $\Delta t=26,5^\circ$ ; |
| 7— $Ar=0,0267$ ;  | $h/d=0,5$ ; | $t_0=-2^\circ$ ;   | $\Delta t=24^\circ$ ;   |
| 8— $Ar=0,00436$ ; | $h/d=4,0$ ; | $t_0=8,6^\circ$ ;  | $\Delta t=15,9^\circ$ ; |
| 9— $Ar=0,00716$ ; | $h/d=4,0$ ; | $t_0=2,5^\circ$ ;  | $\Delta t=26^\circ$ ;   |

$h$  — расстояние от потолка до оси патрубка;  
 $d$  — диаметр патрубка (75 мм).

Рис. IV—41. Результаты исследований холодной струи, настилающейся на потолок

Насколько можно судить по этим данным, даже небольшой разрыв между потолком и патрубком заметно сказывается на поведении струи и особенно существенно при  $\frac{h}{d} = 4$ .

При  $\frac{h}{d} = 4$  струя (принимая за ее границу скорость  $0,1 \text{ м/сек}$  при  $v_0 \approx 3 \text{ м/сек}$ ) не настигается на потолок.

Кривые 3 и 8, имеющие близкие значения чисел  $Ar$ , располагаются в графике почти эквидистантно; то же можно сказать о кривых 6 и 9.

## § 20. Распространение струи во внешнем потоке

В § 16 рассматривалось взаимодействие струй, вытекающих из круглых отверстий, имеющих одинаковые или мало различающиеся между собой диаметры.

Теперь рассмотрим распространение струи в сносящем ее потоке (то же в струе только значительно больших габаритов).

Исследование производилось в ЦКТИ Ю. В. Ивановым<sup>1</sup> (рис. IV—42). Внешний поток создавался вертикальным каналом сечением  $480 \times 600 \text{ мм}$ . С одной стороны внешний поток ограничивался фронтальной стенкой высотой  $1250 \text{ мм}$ , служащей местом установки сопел. Сопла были круглые  $d=5, 10$  и  $20 \text{ мм}$  и прямоугольные с  $h:b=5$ . Угол  $\alpha$  между осью струи и внешним потоком изменялся от  $30$  до  $150^\circ$  ( $\alpha=0^\circ$  при попутном движении и  $180^\circ$  при встречном).

При значениях критерия  $Ar < 0,005$  искривлением струи, вызываемым собственно гравитационными силами, можно пренебрегать. Тогда (при турбулентном движении) искривление осей струй как изотермических, так и неизотермических будет зависеть:

1) от соотношений количеств движения секундных расходов внешнего потока и струи в устье  $\frac{\rho_1 v_1^2}{\rho_2 v_2^2}$ ;

2) от угла атаки  $\alpha$ ;

3) от коэффициента струи  $a$ ;

4) от формы сопла и его ориентировки

$$\frac{y}{d} = f\left(\frac{x}{d}; \alpha; a; \frac{\rho_1 v_1^2}{\rho_2 v_2^2}\right).$$

Было установлено, что траектория холодных (изотермических)

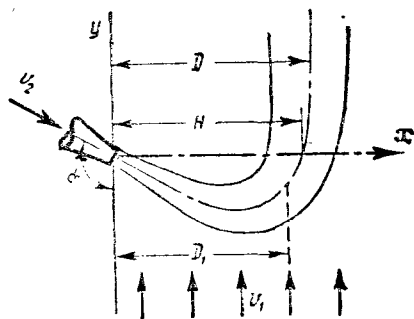


Рис. IV—42. Схема развития струи во внешнем потоке воздуха

<sup>1</sup> Котлотурбостроение — 1952. — № 8.

и горячих струй при одинаковых соотношениях  $\frac{\rho_1 v_1^2}{\rho_2 v_2^2}$  и прочих неизменных параметрах получается единой. Так, например, при  $\frac{\rho_1 v_1^2}{\rho_2 v_2^2} = 0,007$  траектории холодной струи при  $\frac{v_2}{v_1} = 12,1$  и  $t = 28^\circ$  и горячей с соотношением  $\frac{v_2}{v_1} = 20,35$  при  $t = 573^\circ$  укладываются на одну кривую  $\frac{y}{d} = f\left(\frac{x}{d}\right)$ .

На рис. IV—43 показаны траектории струй при  $\alpha = 90^\circ$ , которые в координатах  $\frac{ay}{d} = f \frac{ax}{d}$  объединяют кривые с различными значениями  $a$  ( $a = 0,06 \div 0,08$ ).

В результате обобщений предложено следующее эмпирическое уравнение траектории круглых струй, распространяющихся во внешнем потоке:

$$\frac{ay}{d} = 195 \left( \frac{\rho_1 v_1^2}{\rho_2 v_2^2} \right)^{1,3} \left( \frac{ax}{d} \right)^3 - \frac{ax}{d} \operatorname{tg}(\alpha - 90^\circ).$$

Это уравнение проверено при  $\frac{\rho_1 v_1^2}{\rho_2 v_2^2}$  от 0,00145 до 0,08 в интервале углов  $60 \leq \alpha \leq 120^\circ$ .

Опыты показали, что траектории струй, вытекающих из плоских сопел  $h : b \leq 5$  (направленных длинной стороной поперек внешнего потока), почти полностью совпадают с круглыми, имеющими коэффициент  $a = 0,06$ .

Траектории струй из прямоугольных сопел с короткой стороной поперек потока располагались ближе к устью сопла приблизительно на 20% (выход из прямоугольных сопел был осуществлен с хорошим поджатием).

При ориентировочных расчетах траектории для прямоугольных сопел может быть принято уравнение вида

$$\frac{y}{d_3} = \left( \frac{\rho_1 v_1^2}{\rho_2 v_2^2} \right)^{1,3} \left( \frac{x}{d_3} \right)^3 - \frac{x}{d} \operatorname{tg}(\alpha - 90^\circ).$$

Это уравнение справедливо для круглых струй при  $a = 0,07$  и углов  $60 \leq \alpha \leq 120^\circ$ .

Траектории струй в канале  $\frac{B}{d} < 24$  отличаются от траектории во внешнем потоке, а при  $\frac{B}{d} \geq 24$  совпадают (здесь  $B$  — меньшая сторона прямоугольного сечения канала).

Принцип геометрического сложения средней скорости струи со скоростью потока не подтвердился.

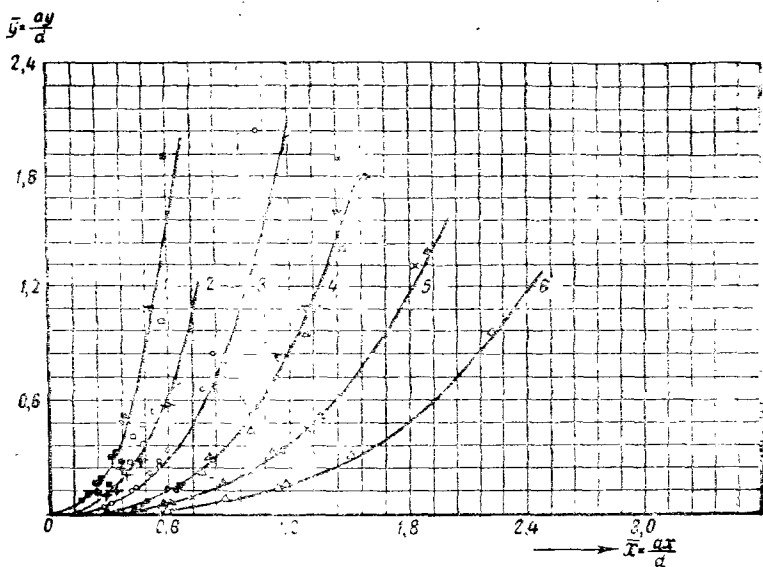


Рис. IV—43. Траектория круглых струй во внешнем потоке при различных значениях  $a=0,06 \div 0,08$  и при  $\alpha=90^\circ$

№ кривых	$\frac{P_1 V_1^2}{P_2 V_2^2}$	$\frac{v_2}{v_1}$	$\frac{T_2}{T_1}$	$\alpha$	Условные обозначение
1	0,08	5	2	0,06	■ □
2	0,04	5 5	1 1	0,06 0,065	□
3	0,02	5 10	1 2	0,08 0,06	⊕
4	0,01	7,11	1	0,06	○
4	0,01	10	1	0,06	▲
4	0,01	10	1	0,065	▼
4	0,01	10	1	0,08	●
5	0,005	20	2	0,06	△
5	0,005	14—15	1	0,06	+
6	0,0025	20	1	0,06	△

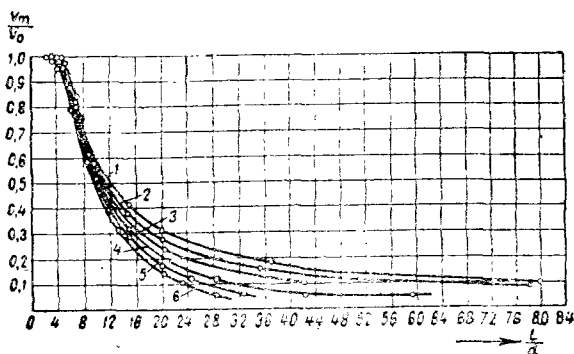
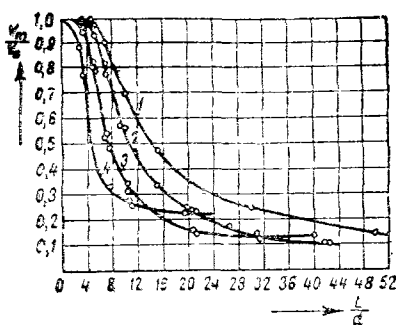


Рис. IV—44. Изменение относительных скоростей в сно-  
симых струях:

а — при различных соотношениях скоростей:

$$1 - \frac{v_2}{v_1} \rightarrow \infty; \quad 2 - \frac{v_2}{v_1} = 20;$$

$$3 - \frac{v_2}{v_1} = 10; \quad 4 - \frac{v_2}{v_1} = 5;$$

б — при различных значениях  $\alpha$ :

$$1 - \alpha = 30^\circ; \quad 2 - \alpha = 60^\circ; \quad 3 - \alpha = 90^\circ; \quad 4 - \alpha = 120^\circ; \quad 5 - \alpha = 135^\circ; \\ 6 - \alpha = 150^\circ$$

Изменение осевых скоростей круглых струй, направленных поперек сносящего их потока ( $\alpha = 90^\circ$ ) при значениях  $\frac{v_2}{v_1} = 5; 10; 20$  и  $\infty$ , представлено на рис. IV—44, а.

Изменение осевых скоростей круглых струй при различных направлениях  $\alpha$  к сносящему потоку (под углами 30, 60, 90, 120, 135 и 150°) дано на рис. IV—44, б.

**Пример.** В некоторых случаях, желая увеличить высоту выброса из дымовой трубы газов, им посредством дымососа сообщают значительную начальную скорость.

Определим, насколько увеличится высота выброса газов, если их выпускать со скоростью 20 м/сек из трубы  $d = 0,3$  м. Скорость ветра (горизонтального) 4 м/сек. Принимаем  $a = 0,08$ , со-

отношение скоростей  $\frac{v_2}{v_1} = \frac{20}{4} = 5$ ;  $\alpha = 90^\circ$ ; по графику на рис. IV—43 находим (кривая 2), что газы примут близкое к горизонтальному направление при  $\frac{ax}{d} = 0,72$  и в это время будут отнесены от трубы на  $\frac{ay}{d} = 1,2$ . Численное решение дает  $x = 2,7 м$ ;  $y = 4,5 м$ .

## § 24. Тепловые струи

Тепловые струи возникают у тел, имеющих температуру, отличную от температуры окружающего воздуха.

Воздух около нагретой поверхности изменяет свою температуру, а следовательно, и плотность; вследствие нагревания появляется подъемная сила.

У холодных поверхностей струи движутся вниз, у горячих — поднимаются вверх.

Существенное влияние на циркуляцию имеют тепловые струи в горячих цехах.

При помощи оптического метода Дворжака можно заметить, что движение воздуха около вертикальной стенки высотой 0,7 м с температурой 30—50° происходит в тонком слое около стенки ламинарно. При температуре стенки в 250° воздух вдоль нижней трети стенки стелется ровным слоем, затем появляются завихрки — «локоны», бегущие вдоль поверхности, и, наконец, у верхней трети эти «локоны» отрываются и в виде вихрей распространяются в окружающей среде. При понижении температуры стенки область отрывающихся вихрей сокращается за счет двух начальных фаз (первая фаза — слоистое движение, вторая — «локоны»)<sup>1</sup>.

Распределение температур и скоростей у вертикальной стенки высотой 0,864 м показано<sup>2</sup> на рис. IV—45. Температура на поверхности нагретой плиты 59°. Температура окружающего воздуха 12°.

Как видно из этого рисунка, слой поднимающегося вдоль стенки воздуха имеет весьма незначительную толщину по сравнению с высотой стенки. Толщина движущегося слоя все время увеличивается. Максимальная скорость у верха стенки на расстоянии 5 мм от стенки достигает 0,55 м/сек.

В табл. IV—10\* приведены значения температур и скоростей воздушного потока для вертикальной стенки высотой 2,74 м, составленной из 25 отдельных нагреваемых плит. Поверхности плит имели одинаковую температуру, равную 59°, при температуре окружающего воздуха в 20°.

<sup>1</sup> Жуковский В. С. Теплоотдача плоских стенок в свободном потоке воздуха / Тр. Государственного физ.-техн. ин-та. — 1929. — Вып. 9.

<sup>2</sup> По опытам д-ра Гриффитса / См.: Дегтярев Н. В. Передача тепла радиацией и конвекцией. — М.; Л.: Госстройиздат, 1932.

\* Заимствована из того же источника.



Максимального значения, порядка 0,6—0,65 м/сек, скорость достигает у верха стенки на расстоянии 1 см от нее.

Это хорошо согласуется с формулой, которую дает Л. Прандтль для максимальной скорости воздуха, соприкасающегося со стенкой, имеющей избыточную температуру  $\Delta T = T_{ст} - T_{окр}$  на высоте  $z$  от основания стенки

$$v_{max} = 0,55 \sqrt{gz \frac{\Delta T}{T}}$$

В данном случае

$$v_{max} = 0,55 \sqrt{9,81 \cdot 0,86 \times \frac{59 - 20}{300}} \approx 0,6 \text{ м/сек.}$$

Температура на расстоянии 0,5 см от стенки на протяжении примерно 0,2 высоты (от низа) принимает практически постоянное значение. У нижнего края плиты воздух имеет струйное ламинарное течение, затем по мере увеличения скорости при дальнейшем подъеме движение приобретает переходный характер («локоны») и переходит в турбулентное. Максимальные скорости на расстоянии 1 см от плиты, начиная от ее середины, по высоте практически остаются почти неизменными.

Характер движения у нагретых горизонтальных поверхностей отличается большой сложностью.

На рис. IV—46 показано распределение температур у нагретой пластины  $160 \times 160$  мм при свободной конвекции в интервале температур от 50 до 350°. На рисунке изображены кривые (изо-термы) относительных избыточных температур:

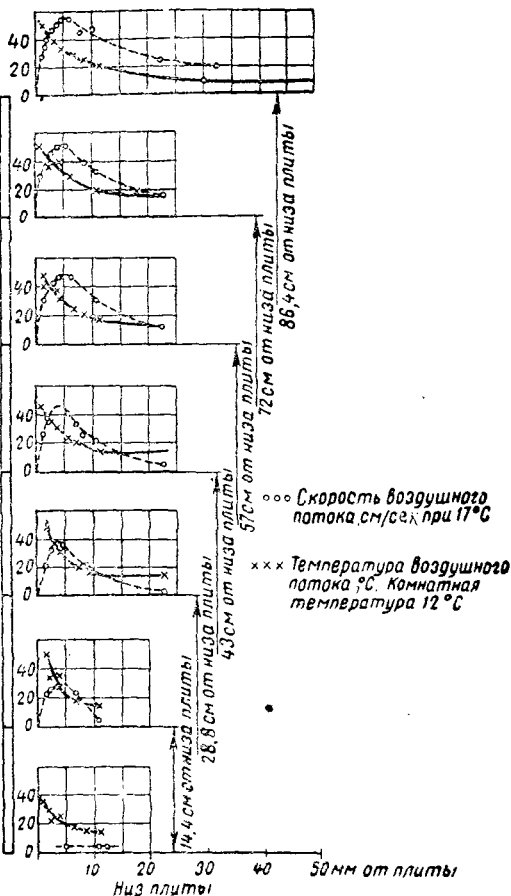


Рис. IV—45. Распределение температур и скоростей у вертикальной стенки

$$\frac{t_x - t_{окр}}{t_{ст} - t_{окр}}$$

№ нагревателей	0,5 см		1 см		2 см		5 см		10 см		15 см	
	<i>t</i>	<i>v</i>	<i>t</i>	<i>v</i>	<i>t</i>	<i>v</i>	<i>t</i>	<i>v</i>	<i>t</i>	<i>v</i>	<i>t</i>	<i>v</i>
Верх плиты												
1	35	55	32	60	30	57	27	50	25	23	25	15
2	35	50	32	65	30	57	26	45	—	—	—	—
3	36	58	32	65	30	57	—	—	—	—	—	—
4	36	56	32	60	30	50	26	40	25	23	25	13
5	36	60	32	65	30	53	—	—	—	—	—	—
6	36	57	32	65	30	57	—	—	—	—	—	—
7	36	55	32	60	30	55	26	38	24	22	25	12
8	36	53	32	60	30	50	—	—	—	—	—	—
9	36	60	32	58	30	50	—	—	—	—	—	—
10	36	53	32	57	30	50	26	40	24	15	25	10
11	36	55	32	57	30	48	—	—	—	—	—	—
12	36	49	32	55	30	46	—	—	—	—	—	—
13	36	47	32	53	30	47	26	28	23	12	25	—
14	36	49	32	50	30	45	—	—	—	—	—	—
15	36	52	32	50	30	43	—	—	—	—	—	—
16	36	49	32	47	29	45	26	22	23	—	—	—
17	36	47	32	46	29	42	—	—	—	—	—	—
18	36	50	31	44	28	32	—	—	—	—	—	—
19	36	48	30	42	27	20	23	—	23	—	—	—
20	35	46	30	38	26	14	—	—	—	—	—	—
21	35	45	28	31	25	13	—	—	—	—	—	—
22	35	44	27	23	24	12	—	—	—	—	—	—
23	34	38	27	19	24	—	—	—	—	—	—	—
24	31	26	27	12	24	—	—	—	—	—	—	—
25	31	15	25	—	23	—	—	—	—	—	—	—
Низ плиты												

Здесь  $t_x$  — температура на расстоянии  $x$  нагретой пластины (по вертикали);

$t_{cm}$  — температура на поверхности нагретой пластины;

$t_{окр}$  — температура окружающего воздуха.

На левой стороне рисунка показан поперечный разрез половины поля плоскостью, проходящей через середину плиты параллельно

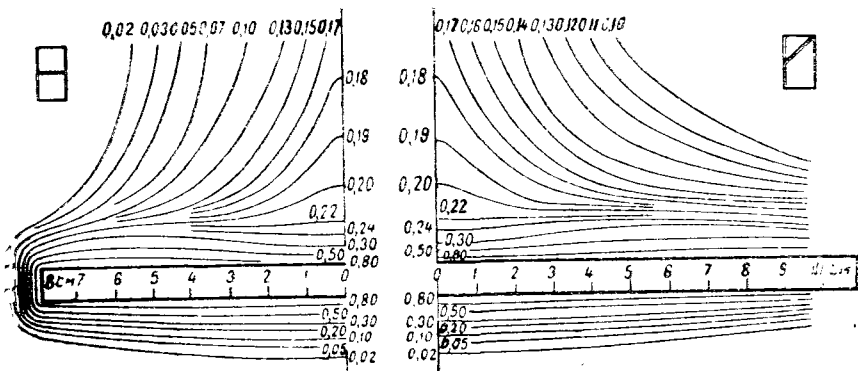


Рис. IV—46. Распределение температур у нагретой пластины

дельно боковой стороне; на правой стороне представлена половина поля по диагональному разрезу пластины.

Аналогичное температурное поле было получено и для плиты  $240 \times 240 \times 15$  мм.

Тепловые струи могут быть ламинарными и турбулентными. Закон подобия для свободной конвекции выражается критериями Грасгофа и Прандтля. Два течения подобны, если их числа Грасгофа и Прандтля одинаковы.

Известно, что при комплексном критерии  $GrPr \geq 2 \cdot 10^7$  конвективная струя турбулентна.

Для этого режима движения

$$Nu = 0,135 (GrPr)^{1/3},$$

и поскольку определяющий геометрический размер входит в критерий  $Nu$  в первой степени, а в критерий  $Gr$  — в кубе, то геометрический размер выпадает, и это позволяет изучать свободное движение на моделях, соблюдая лишь значение комплексного критерия  $GrPr$ .

Опыты показывают, что для получения турбулентной конвективной струи достаточно иметь значение  $GrPr \geq 2 \cdot 10^5$ .

В поперечных сечениях конвективной струи формируются характерные поля температур и скоростей с наибольшими значениями на оси и постепенным уменьшением к границам. Перемешивание и присоединение к струе масс окружающей жидкости вызывает затухание скоростей и снижение температуры воздуха в струе.

При этом ни количество движения, ни количество избыточного тепла в поперечных сечениях струи не уменьшаются.

Для точечного источника тепла с конвективной теплопроводностью  $Q$  для скорости и избыточной температуры на оси В. Шмидт и Л. Прандтль дали следующие зависимости:

$$v_z = AQ^{1/3} z^{-1/3} \quad \text{и} \\ \Delta t_z = BQ^{2/3} z^{-5/3},$$

где  $v_z$  и  $\Delta t_z$  — скорость и избыточная температура на оси струи на расстоянии  $z$  от полюса;

$Q$  — тепло конвекции;

$A$  и  $B$  — постоянные.

Наблюдения и приведенный рисунок показывают, что по мере удаления от нагретой поверхности происходит поджатие струи.

Это участок формирования струи — участок разгона с наибольшей скоростью в поджагом сечении. С поджагового сечения как бы начинается истечение, во многом аналогичное принудительно нагретой струе. Участок разгона короткий, по опытным данным, не превышает  $2d$ .

Из опытов известно, что при соизмеримости геометрических размеров теплового источника конвективная струя вскоре после возникновения становится круглой.

И. А. Шепелев для сформировавшейся тепловой струи (за участком разгона) принял профиль скоростей в поперечном сечении конвективной струи таким же, как для свободной изотермической круглой струи по Райхарду с коэффициентом турбулентности 0,08—0,085.

В уравнении, связывающем избыточные температуры со скоростями струи,

$$\frac{v}{v_z} = \left( \frac{t}{t_z} \right)^n$$

И. А. Шепелев принял значение  $n=2$ , при этом полюс струи поместил в центре горизонтальной поверхности источника тепла.

Исходя из постоянства конвективного тепла в струе и равенства приращений количества движения и подъемной силы, И. А. Шепелев расшифровал значение постоянных  $A$  и  $B$  в формулах Шмидта и Прандтля и получил следующие расчетные формулы для тепловой струи:

1. Скорость на оси конвективной струи:

$$v_z = 4,74 \left( \frac{g}{c_p \gamma_0 T_0} \frac{Q}{z} \right)^{1/3};$$

$$v_z = 2,32 \left( \frac{Q}{z} \right)^{1/3}.$$

2. Избыточная температура на оси струи:

$$\Delta t_z = 7,5 \left( \frac{T_0}{g c_p \gamma_0^2} \frac{Q^2}{z^3} \right)^{1/3};$$

$$\Delta t_z = 53,2 \left( \frac{Q^2}{z^3} \right)^{1/3}.$$

3. Секундный объем воздуха:

$$L'_z = 0,2 \left( \frac{g}{c_p \gamma_0 T_0} Q z^5 \right)^{1/3}; L' = 0,098 (Q z^5)^{1/3}.$$

4. Средняя взвешенная избыточная температура конвективной струи:

$$\Delta t_m = 5,0 \left( \frac{T_0}{g c_p^2 T_0^2} \frac{Q^2}{z^3} \right)^{1/3};$$

$$\Delta t_m = 35,5 \left( \frac{Q^2}{z^3} \right)^{1/3}.$$

5. Горизонтальная составляющая скорости окружающей среды, подтекающей к струе:

$$\omega = \frac{0,053}{r} \left( \frac{g}{c_p \gamma_0 T_0} Q z^2 \right)^{1/3};$$

$$\omega = \frac{0,026}{r} (Qz^2)^{1/3}.$$

В этих формулах:

$Q$  — конвективное тепло, *ккал/сек*;

$z$  — расстояние от источника, *м*;

$L'$  — расход воздуха на расстоянии  $z$  от источника, *м<sup>3</sup>/сек*.

В. М. Эльтерман, занимавшийся исследованиями тепловой струи над пластиной (полюс струи находится ниже источника тепла на расстоянии  $d$ ), дает следующие формулы:

$$v_z = 0,136 Q^{1/3} z_1^{-1/3}, \text{ м/сек};$$

$$\Delta t = 0,5 Q^{2/3} z^{-5/3}, \text{ град};$$

$$L' = 19 Q^{1/3} z^{5/3}, \text{ м}^3/\text{час}.$$

Л. В. Кузьмина, занимавшаяся сравнением формул этих авторов с опытными данными, рекомендует для расчета конвективных струй пользоваться следующими формулами В. М. Эльтермана:

$$v_{z_1} = 0,136 Q^{1/3} z_1^{-1/3}, \text{ м/сек};$$

$$\Delta t_{z_1} = 0,5 Q^{2/3} z^{-5/3}, \text{ град};$$

$$L'_{z_1} = 19 Q^{1/3} z^{5/3}, \text{ м}^3/\text{час}.$$

Если в формулах Шепелева показатель степени  $n$  вместо 2, по опытным данным, взять 0,555 и учитывать разное положение полюса, то формулы Шепелева и Эльтермана мало разнятся между собою.

Приблизительное значение скорости и расхода в разгонном участке конвективной струи:

$$v_z = \sqrt{2g \frac{\gamma_{окр} - \gamma_z}{\gamma_z} z} = \sqrt{2g \frac{\Delta t_{max}}{T_{окр}} z}.$$

Расход:

$$L'_0 = 0,65^3 \sqrt{QF^2 z}, \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Здесь  $Q$  — конвективное тепло, *ккал/сек*;

$F$  — горизонтальная проекция источника, *м<sup>2</sup>*;

$z$  — расстояние от источника, *м*.

## § 22. Общий обзор и классификация приточных насадков<sup>1</sup>

Приток воздуха в помещение при механической вентиляции осуществляется или равномерно по всей площади, или сосредото-

<sup>1</sup> Исследование приточных насадков производилось автором совместно с И. А. Шепелевым.

чено, когда весь расчетный объем воздуха подается из одной, двух точек.

Выпуск воздуха при рассредоточенной подаче чаще всего производится посредством различных по форме приточных насадков-выпусков, которыми оканчиваются ответвления воздухопроводов.

Гораздо реже приток воздуха устраивают непосредственно через окна, щели или перфорированные (продырявленные) боковые поверхности воздухопроводов.

При выпуске через окна или щели непосредственно из воздухопроводов необходимо принимать меры к тому, чтобы струи воздуха вытекали под прямым углом к оси воздуховода. Для этого в окна или щели приходится вставлять направляющие решетки или лопатки. Без них все струи, вытекающие через отверстия, сбиваются к концу воздуховода. Без них струи, вытекающие из первых (по движению) отверстий, обычно настилаются на воздуховод и, обладая наибольшей энергией сравнительно с последующими, сбивают их, вследствие чего вся масса приточного воздуха оказывается у конца воздуховода. Кроме того, чтобы выпуск воздуха происходил равными объемами по длине, приходится воздуховод делать переменного сечения.

Для равномерной раздачи воздуха разработаны конструкции воздухопроводов профессора К. К. Баулина, в которых благодаря своеобразной форме по всей длине сохраняется одинаковое статическое давление.

В приточных насадках приходится сталкиваться с более сложными случаями организации струи. Сложность заключается в том, что форма выпускного отверстия во многих случаях еще не определяет начальной формы струи и направление ее распространения; кроме того, часто из насадка вытекает не одна, а много взаимодействующих струй.

Приточные насадки должны:

- 1) создавать требуемые в данных конкретных условиях скоростные и связанные с ними температурные и прочие поля;
- 2) не вызывать излишних гидравлических сопротивлений;
- 3) не быть громоздкими, быть удобными по форме и по возможности простыми в изготовлении.

Классифицировать насадки можно по различным признакам:

- 1) по направлениям распространения струй для вертикальной, горизонтальной или наклонной подачи воздуха в помещения;
- 2) по сторонам раздачи для односторонней, многосторонней или раздачи во все стороны;
- 3) по рассеянию выпускаемой струи или струй и т. д.

Иногда требуется, чтобы поток, выходящий из насадка, по возможности быстро затухал — рассеивался. В других случаях, наоборот, требуется создавать сосредоточенную струю определенных габаритов.

Рассеять струю можно при помощи различных конструктивных приспособлений. Главнейшие из них состоят в дроблении струи на большее или меньшее количество отдельных (вначале) стру-

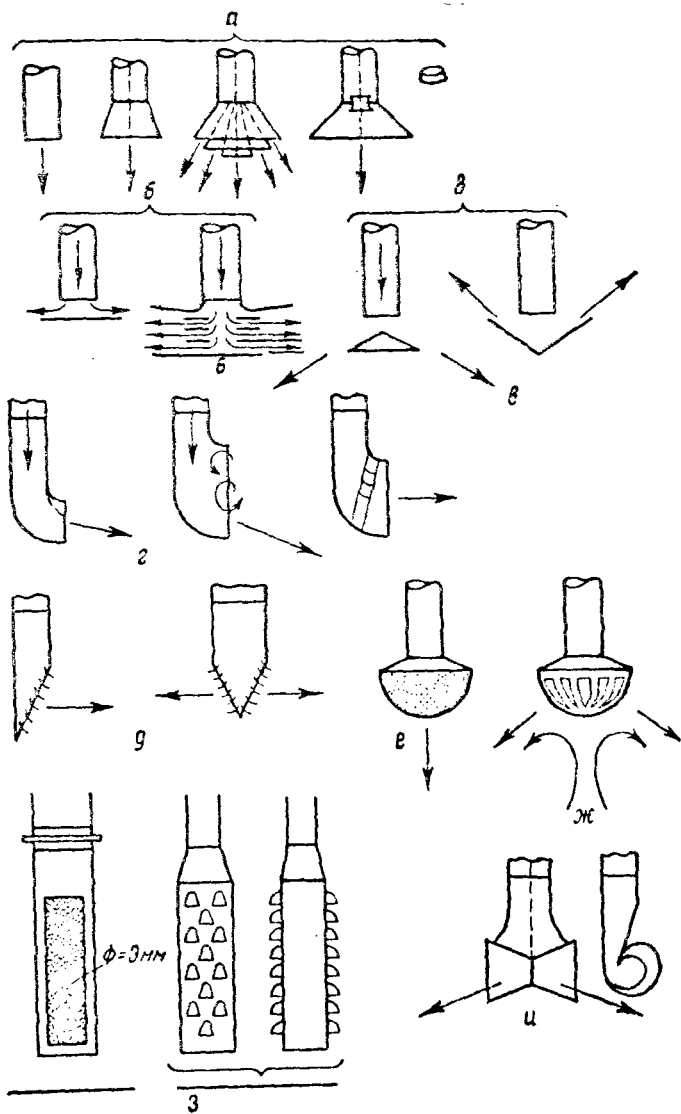


Рис. IV—47. Схемы приточных насадков

ек, в закручивании струи перед выпуском, в устройствах, заставляющих струю растекаться по всем направлениям.

На рис. IV—47, а приводятся схемы насадков для вертикальной подачи воздуха. Как видно, простейшим приспособлением для этих целей является простая труба круглого или прямоугольного сечения, поля которой нам уже известны.

Для рассеяния вертикальной струи трубу снабжают несколь-

кими диффузорами на выходе. При углах раскрытия диффузора больше  $8-10^\circ$  течение является неустойчивым и отрывается то от одной, то от другой стенки диффузора. При больших углах раскрытия диффузора, чтобы поток заполнил по возможности все сечение, необходимо в месте примыкания его к цилиндрической трубе вставлять дужку, которая отсекала бы часть потока и направляла его на «смывание» пограничного слоя у стенок диффузора во избежание отрыва потока от стенки.

Для рассеяния вертикальной струи в цилиндрической части трубы можно устраивать винтообразные направляющие, которые заставили бы струю перед истечением вращаться вокруг оси.

Для горизонтальной подачи воздуха во все стороны можно использовать горизонтальный щиток, поставленный поперек потока. Чтобы еще больше рассеять сбегаящую струю, вместо одного щитка можно поставить несколько, как это представлено на рис. IV—47, б.

Если бы встретилась надобность раздавать поток не во все стороны, а, например, на три (в случае примыкания насадка одной из сторон к стене или колонне) или на две, то щиткам можно было бы придать форму квадрата, причем соответствующие стороны, где не должно быть раздачи, зашить.

Для наклонной подачи воздуха вместо плоских щитков можно воспользоваться конусами — одним или несколькими в зависимости от желаемой степени рассеяния потока (рис. IV—47, в).

В качестве приточных насадков часто используются короткие колена, большей частью прямоугольного сечения на выходе. Особенностью их является то, что поток не заполняет всего сечения (прижимается к внешней грани), и обычно наблюдается отклонение потока от горизонтальной оси (рис. IV—47, г).

Во многих случаях расширяют выходное сечение, предполагая, что чем больше будет площадь выходного отверстия сравнительно с площадью подводящей трубы, тем меньше можно получить скорость на выходе.

Заставить струю вытекать, заполняя все выходное сечение, можно путем дросселирования отверстий достаточно густой сеткой, которая неизбежно вносит дополнительное гидравлическое сопротивление.

Можно заставить работать все сечение, установив на повороте ряд лопаток, но тогда ненужной становится выступающая часть колена, и мы получаем насадок с лопатками (рис. IV—47, д).

В скошенную открытую часть таких насадков вставляются деревянные или металлические профилированные лопатки. Посредством рейки лопатки связываются в единую кинематическую систему и при движении рейки поворачиваются вокруг осей на один и тот же угол, что дает возможность поворачивать поток. Чем больше нужно рассеять поток, тем больше (по длине) делают скос.

Для рассеяния потока во все стороны устраивают насадок в виде равномерно перфорированной полусферы, однако даже це-



ной весьма значительных сопротивлений (суммарная площадь щелей значительно меньше площади подводящей трубы) такого рассеяния достигнуть не удастся. Радиально вытекающие из всех отверстий струйки поворачивают и сливаются в общий факел, который распространяется по геометрической оси насадка так, как будто он непосредственно выпущен из цилиндрической трубы (рис. IV—47, е). Путем устройства отверстий, постепенно уменьшающихся к купольной части, удастся получить факел в виде полого конуса (рис. IV—47, ж). Далее об этом будет сказано подробнее.

Иногда для раздачи воздуха во все стороны цилиндрическую трубу заглушают на конце, а боковую ее поверхность перфорируют. Так же (рис. IV—47, з), как и в гладких воздуховодах постоянного сечения с попутной раздачей, здесь имеет место диффузорный эффект: струйки, вытекающие из первых (по направлению потока) отверстий, под влиянием составляющей поступательной скорости настилаются на стенки воздуховода и при своем движении вдоль оси сбивают и те струйки, которые почти нормально вытекают вблизи заглушенного конца. Вместо раздачи во все стороны от оси трубы получается поток вдоль оси, словно он выпущен из какого-то круглого отверстия.

Для рассеяния потока (вместо закручивания его путем вставки винтообразных направляющих) применяют тангенциальный подвод (рис. IV—47, и).

Здесь струя подводится тангенциально к двум усеченным конусам — диффузорам и должна, вращаясь, вытекать через открытые части раструбов, распространяясь горизонтально в противоположные стороны. Чтобы насадок не был громоздким, конусы делают короткими; вследствие этого струя не успевает закрутиться и вытекает сосредоточенной вдоль незначительной части окружной поверхности, давая значительный скос.

На поведение струи, вытекающей из насадка, на направление ее распространения, на скорости и прочее большое влияние оказывает степень равномерности скоростного поля непосредственно перед насадком (в трубе), определяемая условиями подвода воздуха к насадку. Для иллюстрации сказанного на рис. IV—48 приводятся одни и те же насадки при различных условиях подвода к ним воздуха. Например, насадок, представленный на рис. IV—48, а в виде нескольких диффузоров, при условии нормального подвода дает рассеянный поток вдоль оси; при условии бокового подвода (рис. IV—48, б) посредством короткого колена он дает узкий факел, струя вытекает, заполняя только нижнюю часть диффузоров и со скосом к полу.

То же самое должно наблюдаться при устройстве щитков или экранов перед отверстиями (рис. IV—48, в) в воздуховодах с окошками. Как известно, направление вытекающих струй из окошек по длине воздуховода является переменным. Поэтому струя набегаёт на щиток под различными углами, от очень острых вначале и близких к прямым в конце. Вследствие этого общая масса

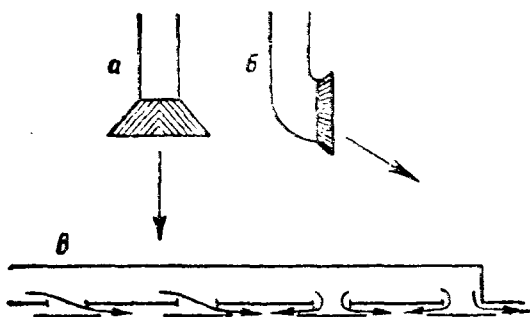


Рис. IV—48. Примеры подвода воздуха к насадку

приточного воздуха может оказаться в одной стороне помещения, и таким образом в помещении создадутся неравномерные метеорологические и прочие условия. Для придания нормального направления струям, набегающим на щиток, в окошках необходимо устраивать решетки, направляющие поток воздуха.

При рассеянии струй путем дробления их (этим увеличивается поверхность соприкосновения с окружающим воздухом и усиливается турбулентный обмен) струйки взаимодействуют друг с другом, при этом происходит трансформация (перестроение) скоростных полей. Имеющая место начальная неравномерность (несимметричность) скоростного поля по мере удаления постепенно сглаживается и приобретает симметричную форму. Такое явление

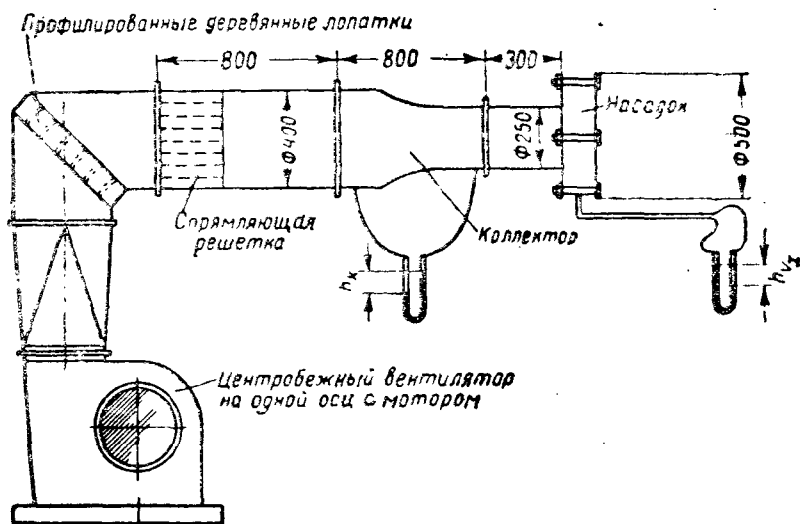


Рис. IV—49. Схема стенда для продувки насадков

происходит, например, при сбегании струи со щитка, поставленного поперек потока.

То же самое наблюдается при истечении из насадка в виде короткого колена, при этом в зависимости от длины выступающей части поток может отклониться либо вниз, либо вверх от геометрической оси выступающей части.

Такого же рода явления происходят при дроблении струи всякими приспособлениями: щитками, лопатками, диффузорами и пр. Первоначально зубчатый и несимметричный профиль скоростной эпюры при дальнейшем движении сглаживается, выравнивается и приобретает симметричную форму.

Для правильного применения насадков необходимо знать их аэродинамические характеристики, хотя бы для наиболее типичных конструкций.

Для этого насадки подвергаются продувке в лабораторных условиях. Примерный вид такого рода стенда изображен на рис. IV—49. Для получения выровненного скоростного поля перед насадком, а также для измерения расхода (по перепаду статических давлений) устроен переход в виде плавного коллектора.

Результаты продувки обрабатываются в безразмерных координатах, то есть в таких, где за единицу длины принимается диаметр подводящей к насадку трубы, а за единицу скорости — средняя скорость  $v_c$ . В этих координатах при турбулентном потоке результаты не зависят ни от размеров насадков, ни от скорости воздуха в них и могут быть переносимы на все геометрически подобные насадки.

Вместе с тем нужно добавить, что одна аэродинамическая характеристика воздухораспределителя, снятая к тому же в изотермических условиях, не дает еще исчерпывающих сведений о применении его в данных конкретных условиях.

В общем случае приточный насадок должен быть таким, чтобы в рабочей зоне помещения могли быть получены требуемые (по существу, заранее заданные) условия воздушной среды (температура, концентрация и подвижность воздуха), достаточно равномерные, то есть без больших отклонений, способных вызвать нарушения в технологии или самочувствии работающих.

Нужно учитывать, что условия будут неизотермические, начальная температура струи и окружающего

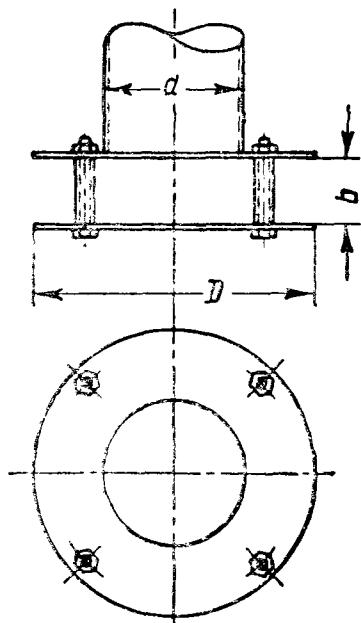


Рис. IV—50. Насадок с одним щитком

воздуха будет различными, воздухораспределитель (один или несколько) будет так или иначе расположен относительно окружающих поверхностей (стен, пола и потолка), а также относительно других воздухораспределителей, если их несколько.

В дальнейшем изложении мы еще вернемся к этому вопросу.

Насадок с одним щитком, поставленным поперек потока (рис. IV—50). Диаметр щитка  $D=2d$ . Не внося существенных изменений в факел насадка, его  $D$  можно несколько уменьшить, примерно до  $1,5 d$ .

Зависимость между полным сопротивлением

$$\zeta_n = \frac{h_{cm} + h_{ck}}{h_{ck}}$$

в подводящем участке и относительной величиной разрыва  $\frac{b}{d}$

представлена на рис. IV—51. На рисунке по оси ординат отложены отношения суммы статического давления ( $h_{cm}$ ) и скоростного давления ( $h_{ck}$ ) к скоростному давлению.

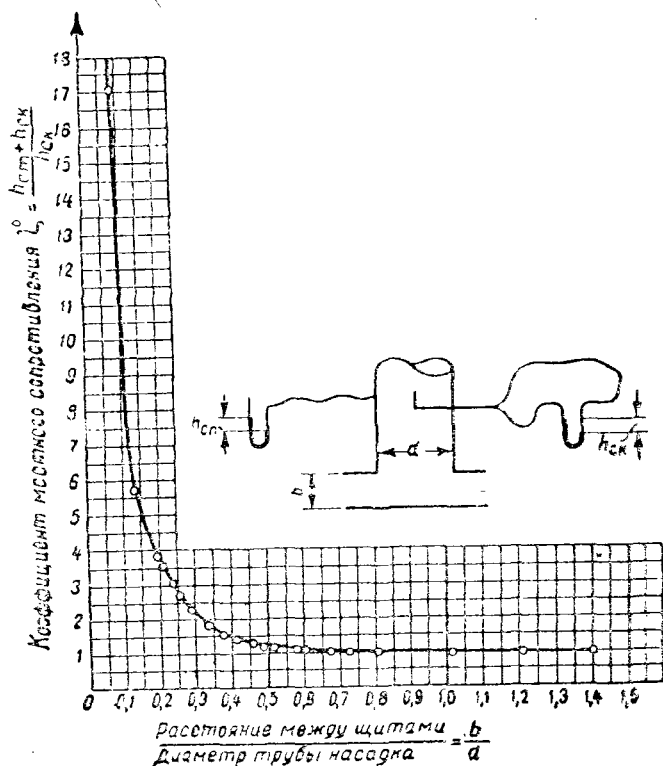


Рис. IV—51. Зависимость между полным сопротивлением и относительной величиной разрыва

При  $\frac{b}{d} \gg 0,7-0,8$   $\zeta_n \approx 1$ , и, следовательно, щиток не вызывает

добавочных потерь сравнительно с открытой трубой без щитка.

Влияние разрыва (рис. IV—52) сказывается на осевых скоростях и ширине скоростных полей. При небольших разрывах,  $b = 0,25-0,5 d$ , осевые скорости сбегающих со щитка струй оказываются больше средней скорости  $v_0$  в подводящей трубе. Объясняется это тем, что щиток, поставленный перед цилиндрической трубой, подпирает собой поток, повышая статическое давление в струе. Статическое давление потока у края щитка, как границы с атмосферой, равно нулю.

Так как поворот струи на щитке практически совершается без потерь, то скоростное давление потока у края щитка примерно равно статическому и скоростному давлениям в подводящей трубе.

Если скоростное давление у края щитка больше скоростного давления в цилиндрической трубе (на величину положительного статического давления), то и скорость у края щитка больше, чем

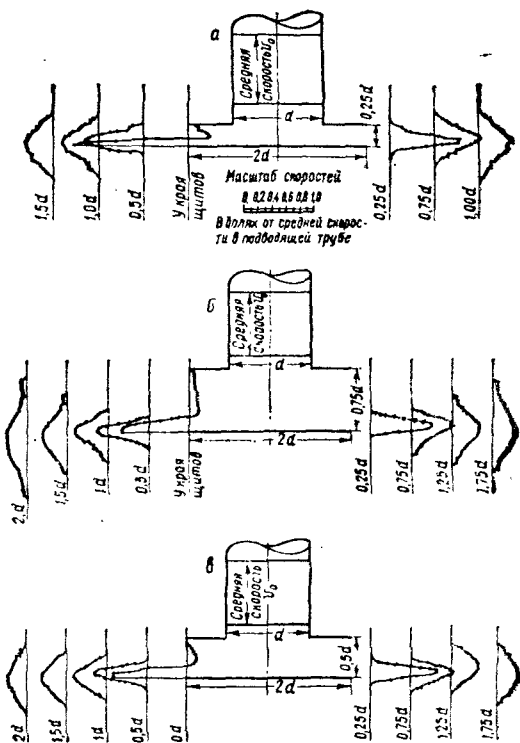


Рис. IV—52. Влияние разрыва на осевые скорости и ширину полей скоростей

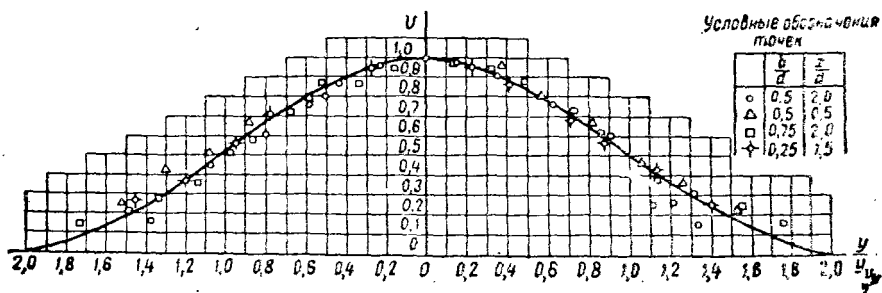


Рис. IV—53. Совмещение нескольких полей для различных расстояний

скорость в цилиндрической трубе. При этом чем меньше расстояние от трубы до щитка, тем больше статическое давление в цилиндрической трубе и, следовательно, тем больше разность между скоростными давлениями и скоростями у края щитка и в трубе.

По мере удаления от края щитка скорости падают, границы потока расширяются и имеющая место начальная неравномерность скоростных полей сглаживается, поля приобретают симметричную форму и оказываются подобными между собой.

Иллюстрацией к высказанному положению о подобии полей скоростей может служить рис. IV—53, на котором совмещено несколько полей для различных расстояний  $\frac{x}{d}$  и  $\frac{b}{d}$  (где  $x$  — расстояние от края щитка до рассматриваемого сечения).

При построении обобщенного профиля скоростей за единицу скорости  $v$  принята максимальная скорость (по оси потока) в каждой данной эпюре, а за единицу длины — ширина поля в том месте, где скорости равны половине максимальной.

Пользуясь такой обобщенной эпюрой, можно вычислить путем планиметрирования среднюю скорость по сечению, подсчитать приближенно объем движущегося и присоединяющегося попутно (со стороны окружающей среды) воздуха и иметь возможность подсчитать температуру, концентрацию и пр.

На основании рис. IV—52 построен обобщенный график падения максимальных скоростей в зависимости от удаления от края щитка (рис. IV—54).

На этом графике в зависимости от расстояния, выраженного в калибрах (диаметрах трубы), дано отношение максимальной скорости к средней скорости в трубе для различных  $\frac{b}{d}$ .

Как можно видеть, у края щитка ( $\frac{x}{d} = 0$ ) максимальная скорость тем больше, чем меньше расстояние от фланца до щитка ( $\frac{b}{d}$ ).

Однако на расстоянии 0,5 калибра от края щитка и далее максимальные скорости потока (а в силу подобия скоростных полей — средние скорости) имеют не зависимо от  $\frac{b}{d}$  примерно одинаковые значения; следовательно, с точки зрения скоростей воздушного потока, создаваемого насадком, расстояние от фланца до щитка ( $\frac{x}{d} \geq 0,5$ ) не играет существенной роли.

При этих условиях выбор  $\frac{b}{d}$  зависит от гидравлического сопротивления.

Кривая падения максимальной скорости  $v_u$  подчиняется приближенному уравнению

$$\frac{v_u}{v_0} \approx \frac{0,72}{\sqrt{\frac{x}{d} \left( \frac{x}{d} + 1 \right)}}$$

Влияние разрыва  $\frac{b}{d}$  на толщину сбегаящей со щитка струи представлено на рис. IV—55. Оно ориентировочно определено посредством флюгера. Между максимальной (осевой) скоростью струи, сбегаящей со щитка, и полным коэффициентом местного сопротивления насадка существует приближенная зависимость

$$\frac{v_{max}}{v_0} \approx \sqrt{\zeta_n}$$

Эта зависимость при значениях  $\frac{b}{d} \leq 0,2$  вполне подтверждается экспериментом.

Подбор для данных условий геометрически подобных насадков и определение скорости на определенных расстояниях от насадка можно производить, зная:

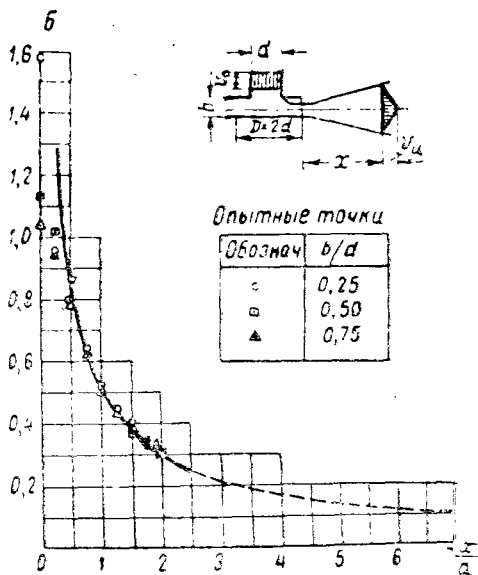
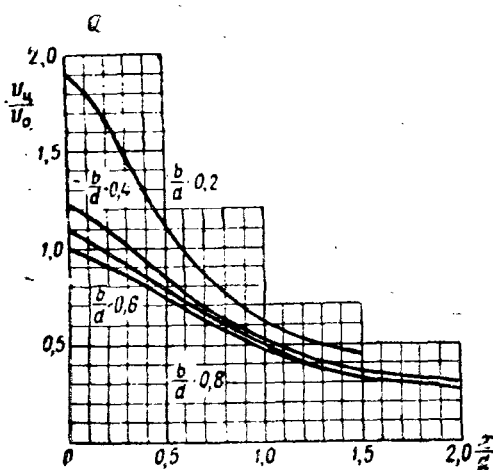


Рис. IV—54. График падения максимальных скоростей в зависимости от удаления от края щитка

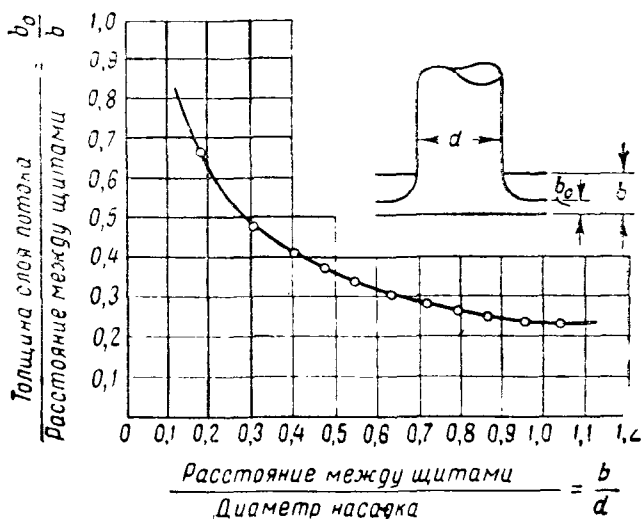


Рис. IV—55. Влияние разрыва  $\frac{b}{d}$  на толщину сбегаящей струи

1) коэффициент местного сопротивления (полный)  $\zeta_n$  (статический коэффициент местного сопротивления будет на единицу меньше);

2) максимальную скорость потока при сбегании со щитка по формуле

$$\frac{v_{max}}{v_0} \approx \sqrt{\zeta_n};$$

3) толщину потока, сбегаящего со щитка;

4) значения максимальных скоростей (в центре эюры) для различных расстояний  $\frac{x}{d}$  от края щитка по приближенной формуле

$$\frac{v_{ic}}{v_0} \approx \frac{0,72}{\sqrt{\frac{x}{d} \left( \frac{x}{d} + 1 \right)}};$$

значение средних скоростей на достаточном удалении от насадка можно оценить примерно в 50% от максимальных на соответствующих расстояниях;

5) безразмерный профиль струи.

Насадок с тремя диффузорами. Общий вид насадка и геометрические размеры его в долях от диаметра подводящей трубы представлены на рис. IV—56.



Верхние основания диффузоров делят выходное сечение подводящей трубы на три равновеликие площади.

Каждый из потоков, двигаясь в пространстве между диффузорами, не заполняет всего сечения между ними, расширяется по мере движения и сильно пульсирует. Кроме того, в центральном диффузоре имеет место обычный для диффузоров отрыв потока то от одной, то от другой стенки. Пульсации в самой насадке отзываются и на вытекающем потоке.

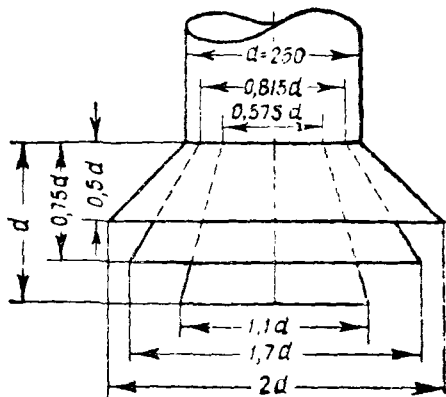


Рис. IV—56. Насадок с тремя диффузорами

Вследствие перемежающегося срыва потока то от одной, то от другой стенки центрального диффузора поле скоростей в свободном потоке изменяется периодически.

Некоторое представление о полях скоростей для таких насадок можно составить по рис. IV—57. Поля скоростей снимались на длине 2375 мм от края внутреннего диффузора через каждые 125 мм. В безразмерных координатах это значит, что поля проходились через каждые 0,5 калибра (диаметра трубы) на расстоянии 9,5 калибра.

Из рисунка видим, что насадок с тремя диффузорами дает направленный поток воздуха по оси насадка. Этот поток воздуха расширяется, причем границы потока приблизительно можно построить, проведя биссектрисы углов между внутренним и средним диффузором или по приближенной формуле  $D_x = 0,58x + 2,29d$ , где  $x$  — расстояние от края центрального диффузора. Поток воздуха, выходящий из насадка, сильно пульсирует и интенсивно перемещивается с окружающим воздухом, о чем свидетельствует достаточно быстрое падение скоростей (рис. IV—58) <sup>1</sup>.

Из рисунка следует, что на расстоянии пяти калибров от насадка осевая скорость составляет примерно 22% от средней скорости в подводящей трубе; на расстоянии десяти калибров — 13%.

Если бы диффузоры отсутствовали, то на тех же расстояниях скорости составляли бы соответственно 90 и 55%.

Таким образом, поставленные на конце трубы диффузоры усиливают взаимодействие потока, выходящего из насадка, с окружающим воздухом по сравнению со свободной струей, выходящей из цилиндрической трубы. Следствием этого являются более

<sup>1</sup> При построении этого рисунка за осевую скорость принималась средняя арифметическая величина из скоростей в 13 точках, смежных с центральной.

Масштаб скоростей  
 в долях от скорости в  
 подводящей трубе

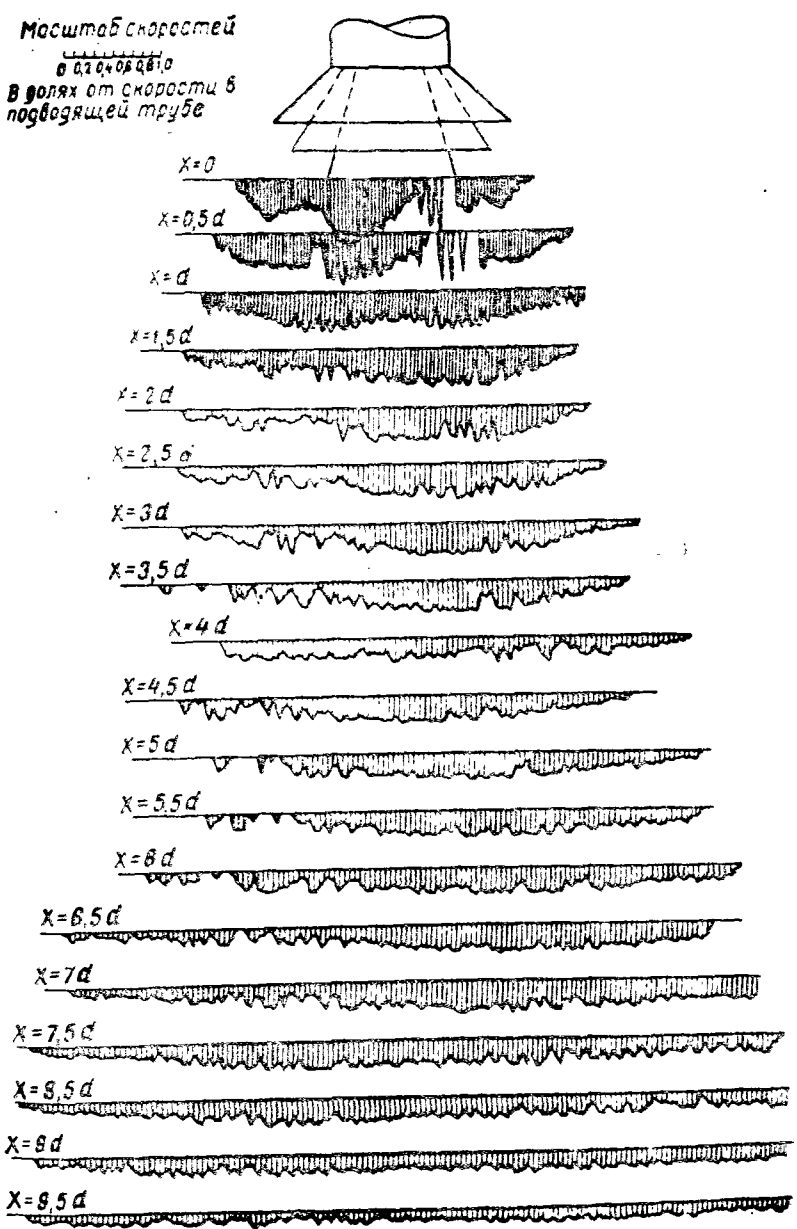


Рис. IV—57. Периодическое изменение скоростных полей в свободном по-  
 токе

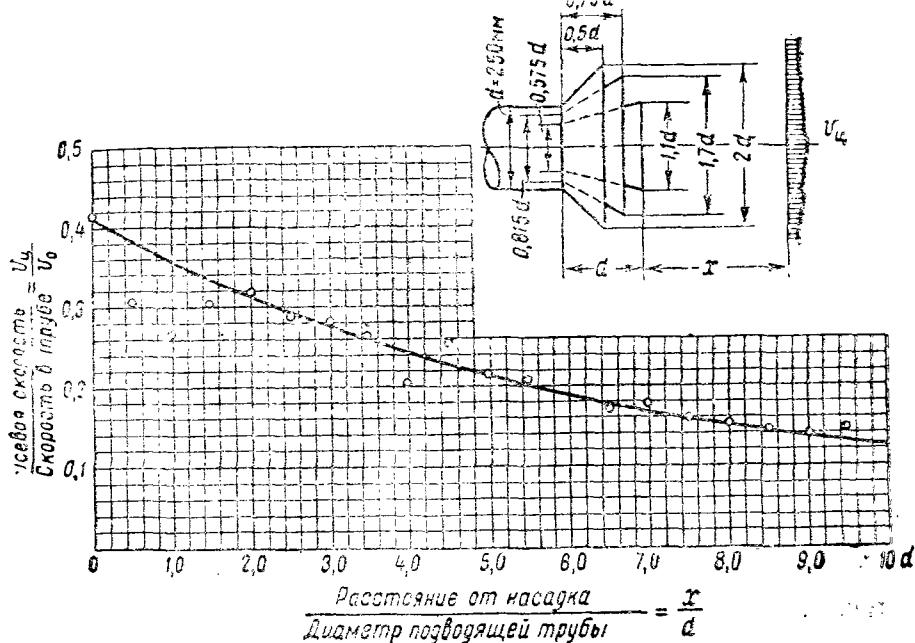


Рис. IV—58. Падение скоростей воздуха, выходящего из насадка с тремя диффузорами

интенсивное перемешивание потока с окружающим воздухом, более сильное расширение потока и более интенсивное затухание скоростей. В то же время диффузоры не вносят дополнительного сопротивления, то есть потери в данном насадке равны одному скоростному напору на выходе из цилиндрической трубы. Насадок с тремя диффузорами может найти применение в тех случаях, когда требуется раздать большое количество воздуха через огра-

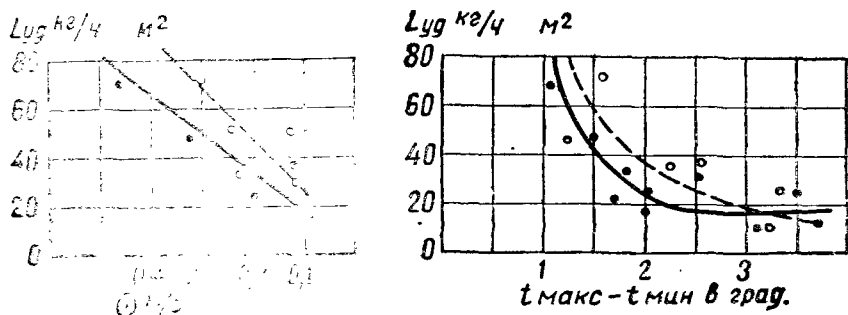


Рис. IV—59. Воздухораспределитель пятидиффузорный

ниченное число насадков, а создание значительных скоростей нежелательно.

Характеристика пятидиффузорного приточного насадка приводится на рис. IV—59. Она аналогична характеристике воздухораспределителя со щитком против потока, исследовавшегося в тех же условиях Л. С. Клячко и И. Л. Ганесом.

Если высота помещения будет не 2,9 м, а 4,9 м, то удельный воздухообмен можно увеличить на 38%.

## Глава V. СПЕКТРЫ ВСАСЫВАНИЯ

### § 23. Точечный и линейный стоки

Картина всасывания резко отличается от картины истечения воздуха из отверстий.

По мере удаления от всасывающего отверстия убывание скоростей происходит гораздо быстрее, чем если бы из этого же отверстия с тем же расходом происходило истечение струи. Обусловливается это тем, что при всасывании жидкость подтекает к отверстию со всех сторон (рис. V—1, а), в то время как при истечении вся масса жидкости, основная и присоединяющаяся по пути, движется в конусе, угол раскрытия которого зависит от турбулентной структуры струи и в обычных условиях составляет около 30°.

В теоретической аэродинамике идеальной (невязкой) жидкости рассматриваются точечные и линейные стоки. Точечным стоком называется такая точка, в которой жидкость непрерывно и равномерно исчезает. Линейный сток — линия, непрерывно покрывая точечными стоками.

Некоторой грубой моделью точечного стока может явиться шарик с очень большим количеством мелких отверстий, через которые происходит всасывание (рис. V—1, б).

Вообразим вокруг точечного стока в пространстве ряд concentрических с ним сфер и рассмотрим, как изменяются скорости подтекания с изменением расстояния  $r$ .

Подтекание жидкости происходит по радиусам, которые являются линиями тока, а одинаковые скорости находятся на поверхности сфер (рис. V—1, в).

Так как через каждую из сфер протекает одно и то же количество воздуха  $L'$ , то скорости, вызванные стоком на радиусах  $r_1$  и  $r_2$ , будут

$$v_1 = \frac{L'}{4\pi r_1^2} \text{ и } v_2 = \frac{L'}{4\pi r_2^2};$$

разделив эти равенства, получим

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{r_2^2}{r_1^2},$$

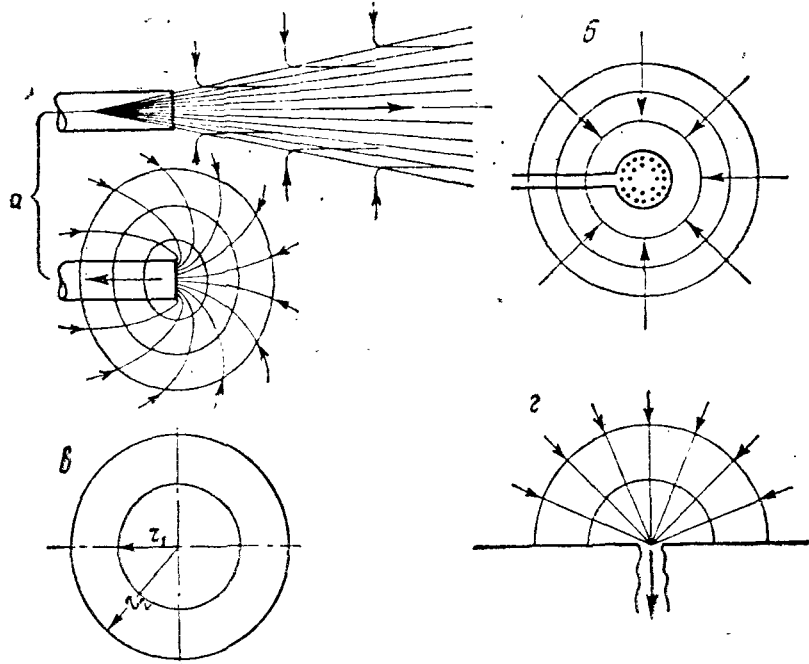


Рис. V—1. Точечные и линейные стоки

то есть скорости изменяются обратно пропорционально квадратам радиусов.

Если представить отверстие в плоской стенке (рис. V—1, з, в полупространстве), то при том же расходе  $L'$  скорости на тех же радиусах  $r_1$  и  $r_2$  будут в 2 раза больше:

$$v_1 = \frac{L'}{2\pi r_1^2} \text{ и } v_2 = \frac{L'}{2\pi r_2^2}.$$

Аналогично, если точечный сток расположить в вершине трехгранного угла, то при прежнем расходе  $L'$  скорость на радиусе  $r_1$  будет в 8 раз больше по сравнению с точечным стоком, расположенным в пространстве, то есть

$$v_1 = \frac{L'}{2\pi r_1^2}.$$

Подобно этому для линейного бесконечно длинного стока при расположении его в пространстве и расходе  $L'$  на единицу длины скорости на радиусах  $r_1$  и  $r_2$  будут

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{r_2}{r_1}.$$

Таким образом, при линейном бесконечном стоке скорости изменяются обратно пропорционально радиусам.

Если вообразить линейный сток расположенным в плоскости, например в виде узкой длинной щели в стенке, то при прежнем расходе на единицу длины скорости на тех же радиусах будут в 2 раза больше, а при расположении стока в двугранном углу в 4 раза больше сравнительно со случаем в пространстве.

Обозначим через  $b$  ширину щели,  $v_0$  — среднюю скорость в ней,  $r$  — радиус цилиндрической поверхности, имеющей ось в центре щели,  $v$  — скорость на расстоянии  $r$  и  $\psi$  — телесный угол между плоскостями, ограничивающими щель (в радианах), получим общее приближенное выражение для изменения скоростей из баланса расхода на единице длины щели и на единице длины цилиндрической поверхности радиуса  $r$ :

$$v_0 b = \psi r v,$$

откуда

$$\frac{v}{v_0} = \frac{b}{r\psi}.$$

При расположении щели в плоской стенке  $\psi = \pi$ , при расположении в прямом двугранном углу  $\psi = \frac{\pi}{2}$  и для линейного стока в пространстве  $\psi = 2\pi$ .

Точечные и линейные стоки позволяют составить общие представления об изменении скоростей у всасывающих отверстий.

На расстояниях от отверстий больших одного калибра стоками пользуются для приблизительного определения скоростей всасывания.

## § 24. Спектры скоростей всасывания круглого и прямоугольного отверстий

Вблизи отверстия реальная жидкость дает значительные отклонения от скоростей, вычисленных теоретически по стокам. Поэтому спектры скоростей у всасывающих отверстий определяются экспериментально, посредством снятия полей скоростей.

На рис. V—2\* приводится спектр скоростей всасывания для круглого отверстия с острыми кромками.

Спектром скоростей всасывания называют ряд кривых, из которых каждая является геометрическим местом точек одинаковых скоростей. Линии, перпендикулярные кривым равных скоростей, указывают направление движения потока.

Установлено, что если спектры скоростей всасывания изображать в относительных величинах, скорости — в долях центральной или средней скорости в отверстии, а расстояния — в долях

\* Заимствовано из работы: Бромлей М. Ф. Структура потока в зоне действия всасывающих отверстий // Отопление и вентиляция. — 1934. — № 3.

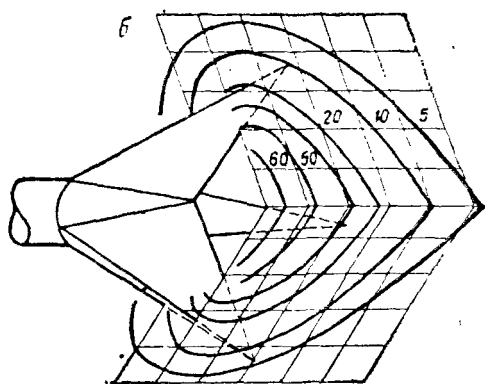
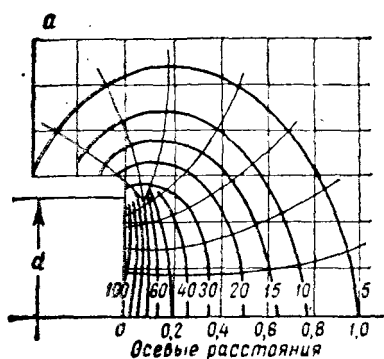


Рис. V—2. Спектр скоростей всасывания для круглого отверстия с острыми кромками

какого-либо характерного размера, например, для круглого отверстия — его диаметром, для прямоугольного — короткой стороной, то для геометрически подобных насадков спектр скорости остается неизменным при изменении линейных размеров и скорости всасывания.

При экспериментах в пределах изменения числа  $Re$  от 35 000 до 100 000 изменений в спектрах геометрически подобных насадков не наблюдалось. Поэтому спектры скоростей всасывания в отношении  $Re$  считают автомодельными.

Обращаясь к спектру круглого отверстия, видим, что линии равных относительных скоростей несколько вытянуты и более напоминают эллипсы, чем круги. На некотором расстоянии, примерно равном  $d$ , линии относительных скоростей перед отверстием достаточно удовлетворительно описываются полуокружностью с центром, находящимся приблизительно в центре всасывающего отверстия. Таким образом, дальнейшее изменение скоростей в фронтальной части перед отверстием можно приблизительно вычислять, как для точечного стока.

На рис. V—2 скорости отнесены к скорости в центре всасывающего отверстия  $v_i$  и составляют 0,945—0,95 от средней скорости (расход на площадь)  $v_{cp}$ :

$$\frac{v_i}{v_{cp}} = 0,945 \div 0,95.$$

Скорость, составляющая всего 5% от скоростей в центре всасывающего отверстия, находится на оси на расстоянии  $1,05 d$ .

Попробуем определить эту скорость теоретически, приняв центр отверстия трубы за точечный сток. Радиус трубы —  $r_0$ , расстояние до точки, в которой определяем скорость, равно  $1,05 d_0$  или  $2,1 r_0$ . Скорость во всасывающем отверстии примем за единицу, тогда секундный расход

$$L' = \pi r_0^2,$$

скорость  $v_1$  — расход, деленный на поверхность сферы с радиусом, равным  $2,1 r_0$ ,

$$v_1 = \frac{L'}{4\pi(2,1r_0)^2} = \frac{\pi r_0^2}{4\pi(2,1r_0)^2} = \frac{1}{17} = 0,056.$$

Получим значение, весьма близкое к определенному экспериментально.

На относительном расстоянии меньше одного калибра ( $d$ ) скорости определяются по спектру. Пользование графиком (рис. V—2) очень просто. Предположим, нужно определить объем воздуха, который необходимо отсасывать через цилиндрическую трубу  $d=250$  мм, с тем чтобы скорость по оси на расстоянии  $l=150$  мм составляла  $2$  м/сек.

По спектру (рис. VI—2) на относительном расстоянии  $\frac{l}{d} = \frac{150}{250} = 0,6$  отношение скоростей  $\frac{v_x}{v_i} = 0,17$ ; но  $v_x=2$  м/сек, следовательно,  $v_i = \frac{2,0}{0,17} = 11,8$  м/сек.

Определяем среднюю скорость в отверстии:

$$\frac{v_i}{v_{cp}} = 0,95; \quad v_{cp} = \frac{v_i}{0,95} = \frac{11,8}{0,95} = 12,4 \text{ м/сек.}$$

Площадь сечения  $\frac{\pi \cdot 0,25^2}{4} = 0,049$  м<sup>2</sup>, и часовой расход  $12,4 \cdot 0,049 \cdot 3600 = 2190$  м<sup>3</sup>/час.

Предположим, что для условий этой же задачи необходимо определить, на каком расстоянии от отверстия осевая скорость будет равна  $0,1$  м/сек. Вычислим относительную скорость:

$$\frac{v_x}{v_{cp}} = \frac{0,1}{12,4} = 0,008.$$

Приравниваем расход в отверстии расходу по сфере, имеющей радиус  $nr_0$  (где  $r_0$  — радиус всасывающего отверстия, а  $n$  — число радиусов):

$$v_{cp} \pi r_0^2 = v_x 4\pi (nr_0)^2;$$

решая относительно  $n$ , получим

$$n = \frac{1}{\sqrt{\frac{v_x}{v_{cp}}}} = \frac{1}{\sqrt{0,008}} = \frac{1}{0,09} = 9;$$

$$nr_0 = 9r_0, \text{ или } 4,5d.$$

На рис. V—3 и V—4 приводятся спектры скоростей у прямоугольных отверстий с отношением сторон  $1:2$ ;  $1:10$ .



Отношение сторон 1:2

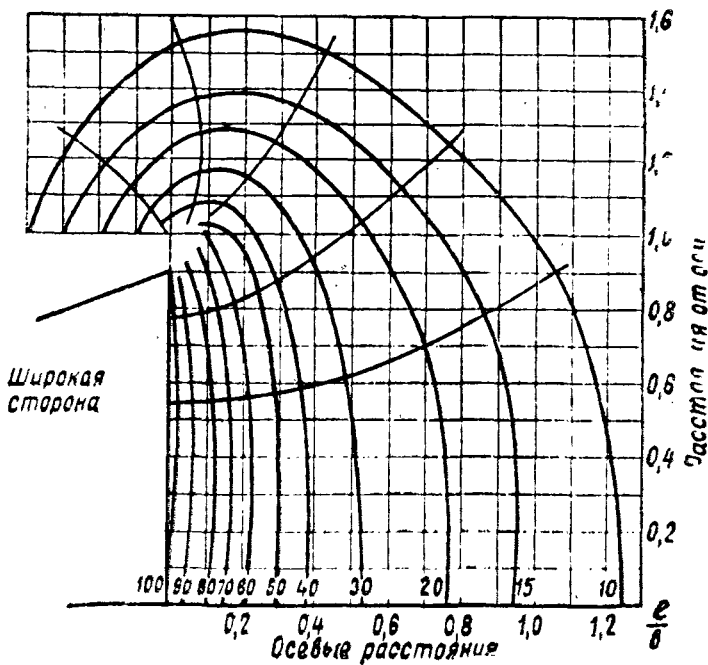
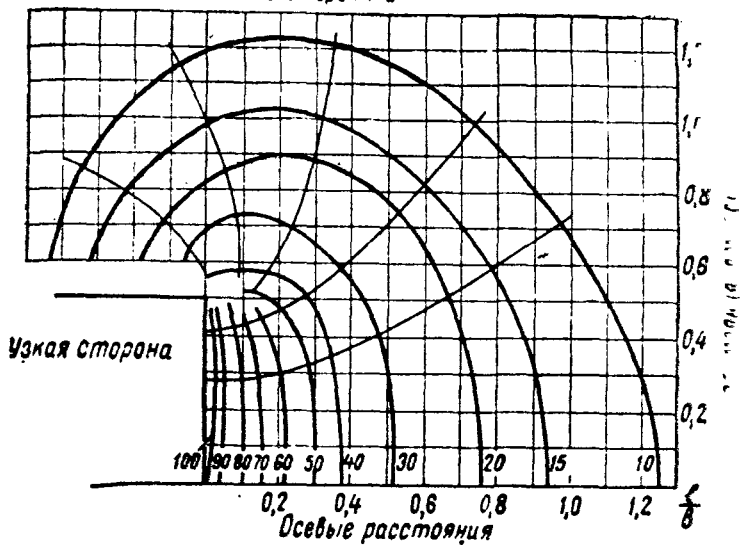


Рис. V—3. Спектр скоростей у прямоугольных отверстий с соотношением сторон 1 : 2

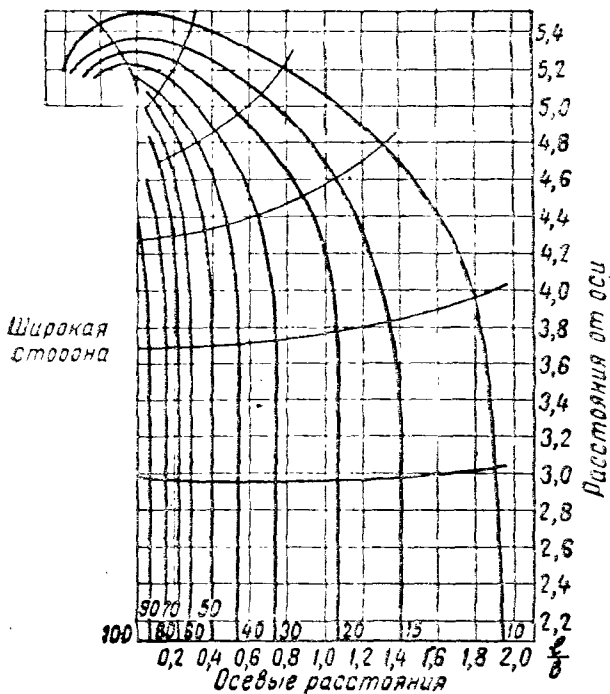
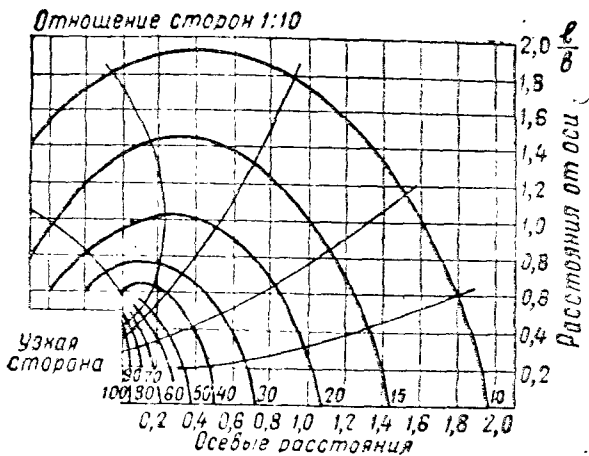


Рис. V—4. Спектр скоростей у прямоугольных отверстий с соотношением сторон 1:10

Изменение скоростей при всасывании через трубу квадратного сечения незначительно отличается от изменения скоростей при всасывании через круглое отверстие. Так, если у круглого 5% скорости оказывается на расстоянии  $1,03 d$ , то у квадратного — на расстоянии  $1,2 d$ .

Для квадратного отверстия  $\frac{v_i}{v_{cp}} \approx 0,95$ . Для прямоугольных отверстий отношение

$$\frac{v_i}{v_{cp}} \approx 1.$$

Затухание скоростей у всасывающего отверстия с острыми кромками обуславливается формой и площадью сечения. Обе эти величины (площадь — непосредственно, а форма — через периметр) входят в выражение гидравлического радиуса  $A$ . Поэтому, если строить, как это сделал А. С. Прузнер<sup>1</sup>, кривые затухания осевых скоростей в относительных величинах  $\frac{v_x}{v_i}$  и  $\frac{l}{A}$ , где  $A$  — гидравлический радиус, а  $l$  — расстояние до данной точки ( $A = \frac{F}{P} = \frac{\text{площадь}}{\text{периметр}}$ ), то кривые затухания скоростей для различных отверстий укладываются узким пучком (рис. V—5).

В результате математической обработки экспериментальных данных инженер А. С. Прузнер дает следующие эмпирические фор-

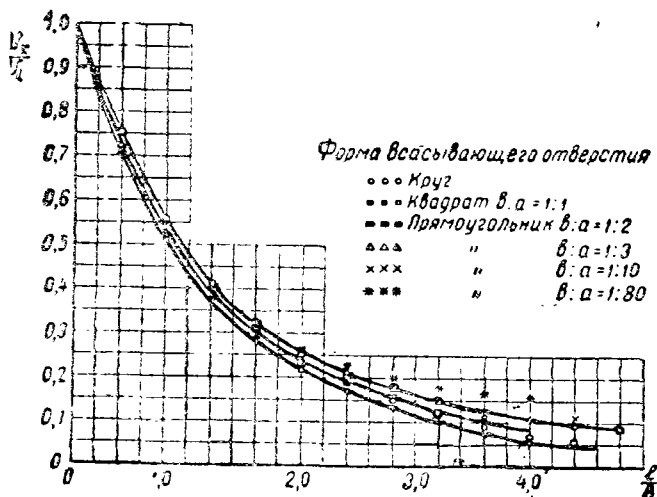


Рис. V—5. Кривые затухания скоростей у всасывающего отверстия с острыми кромками

<sup>1</sup> Прузнер А. С. Структура потока в зоне действия всасывающих отверстий // Отопление и вентиляция. — 1939. — № 3.

мулы для осевых скоростей у всасывающих отверстий с острыми кромками.

При  $\frac{l}{A} \leq 2$  для квадратных и круглых отверстий

$$\frac{v_x}{0,95 v_{cp} - v_x} = 0,8 \left( \frac{l}{A} \right)^{-1,4}.$$

Для прямоугольных:

при  $\frac{l}{A} \leq 2$

$$\frac{v_x}{v_{cp} - v_x} = 0,8 \left( \frac{l}{A} \right)^{-1,4};$$

при  $\frac{l}{A} > 2$

$$\frac{v_x}{v_{cp} - v_x} = \left( \frac{l}{A} \right)^{-1,7}.$$

Для щели при  $\frac{l}{A} > 2$ :

при  $\psi = 2\pi$

$$\frac{v_x}{v_{cp}} = 0,159 \left( \frac{l}{b} \right)^{-1}.$$

$$\text{При } \frac{l}{A} > 2 \begin{cases} \text{для круглых:} \\ \frac{v_x}{v_{cp}} = \left( \frac{l}{A} \right)^{-2}; \\ \text{для квадратных:} \\ \frac{v_x}{v_{cp}} = \frac{4}{\pi} \left( \frac{l}{A} \right)^{-2}. \end{cases}$$

при  $\psi = \pi$

$$\frac{v_x}{v_{cp}} = 0,3 \left( \frac{l}{b} \right)^{-1}.$$

Для иных углов:

$$\frac{v_x}{v_{cp}} = \frac{1}{\psi} \left( \frac{l}{b} \right)^{-1}.$$

Наличие у всасывающих отверстий направляющих и ограничивающих плоскостей, например, в виде фланцев или в виде продолжения одной или большего числа сторон преграждает доступ воздуха в этих местах и тем самым увеличивает зону всасывания во всех направлениях. Это позволяет получить большие скоро-

сти на тех же расстояниях при одинаковом расходе по сравнению с обычным отверстием.

На рис. V—6 приводится спектр скоростей всасывания для прямоугольного отверстия 1:10 с острыми кромками и направляющей плоскостью, образованной продолжением широкой стороны.

Если сравнить его со спектром скоростей насадка с таким же соотношением сторон, но без направляющей плоскости, то заметим существенное увеличение относительных скоростей (более чем в 2 раза) на одинаковых относительных расстояниях  $\frac{l}{b}$ .

Местные отсосы обычно оформляются в виде различных пирамидальных и конусообразных насадков. Нами установлено, что при удлинении ребер или образующих насадка, при оставлении неизменным диаметра воздуховода, к которому присоединен насадок, спектр скоростей остается неизменным, если за характерный размер принять диаметр всасывающего отверстия, а за единицу скорости среднюю скорость в том же отверстии (расход, разделенный на площадь).

На рис. V—7 показано изменение осевой скорости. Экспериментальные точки для четырех воронок хорошо улеглись на одной кривой.

На рис. V—8 представлены некоторые формы зонтов, спектры всасывания которых снимались в МИОТе автором совместно с Т. А. Фиалковской. Всасывающие отверстия зонтов имели очертания прямоугольников с отношением сторон 1:1; 1:2; 1:3 и 1:4.

Изменялись высота зонтов  $h$ , угол при вершине  $\alpha$  и отношение площадей всасывающего отверстия зонта  $F$  и трубы  $f$ , к которой присоединен зонт. Угол  $\alpha$  изменялся от  $60^\circ$  до  $100^\circ$ ,

$$\frac{F}{f} = 9 \div 39.$$

На этом же рисунке приведены коэффициенты местного сопротивления  $\zeta$ , вычисленные из отношения полного давления в трубе (у зонта) к скоростному давлению в этом же сечении трубы (скорость определялась делением расхода, определенного по Вентури, на площадь сечения трубы).

На рис. V—9 приведена половина спектра скоростей всасывания квадратного зонта. Кривые представлены в безразмерных координатах, скорости — в долях от средней скорости во всасывающем отверстии зонта  $v_0$  (расход, разделенный на площадь), геометрические размеры — в долях эквивалентного диаметра всасывающего отверстия  $d_s = \frac{2ab}{a+b}$ .

Если сравнить спектры этого зонта со спектром квадратного отверстия трубы (сечение трубы без пирамидального насадка), то заметим, что относительные скорости по оси потока у зонта больше и составляют на расстоянии  $0,5 d_s \sim 0,4 v_0$ , тогда как у трубы  $v_0 = 0,2$ , а на расстоянии  $d_s$  соответственно  $0,9 v_0$  и  $0,05 v_0$ ,

Расстояние от направляющей плоскости

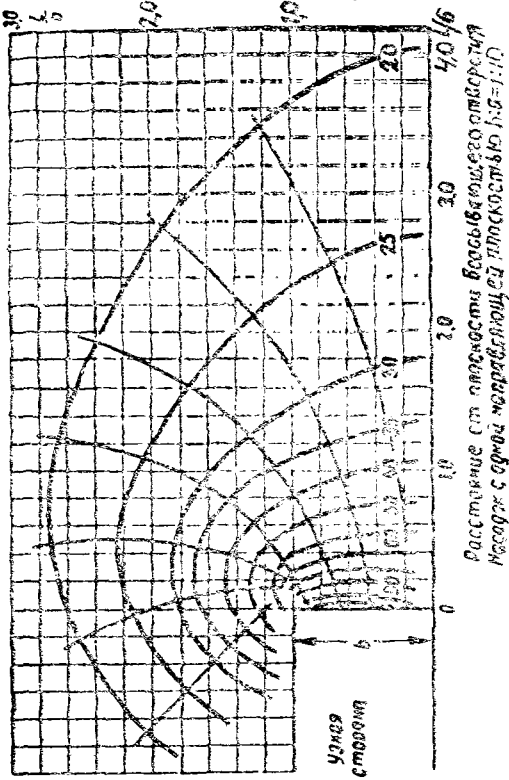
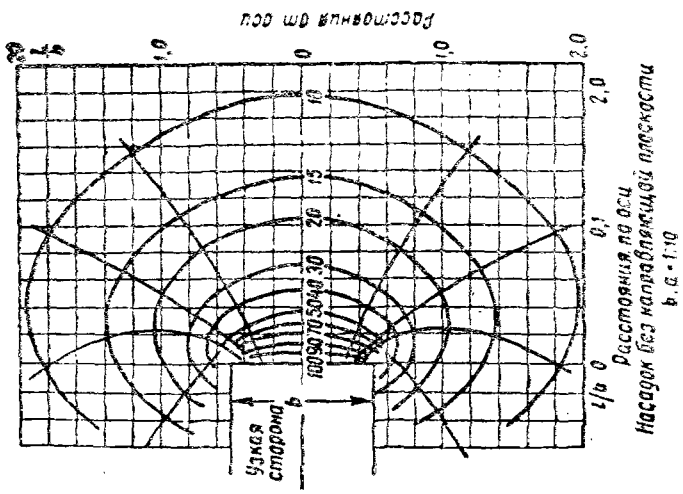


Рис. V—6. Спектр скоростей всасывания для прямоугольного отверстия с соотношением сторон 1:10 с острыми кромками



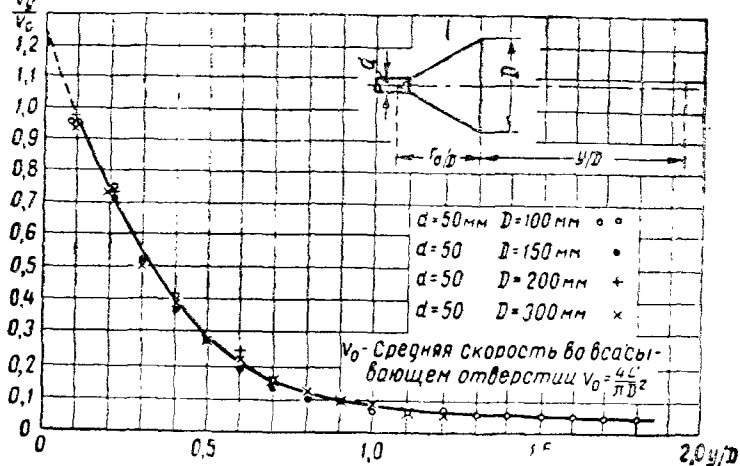


Рис. V—7. Изменение осевой скорости

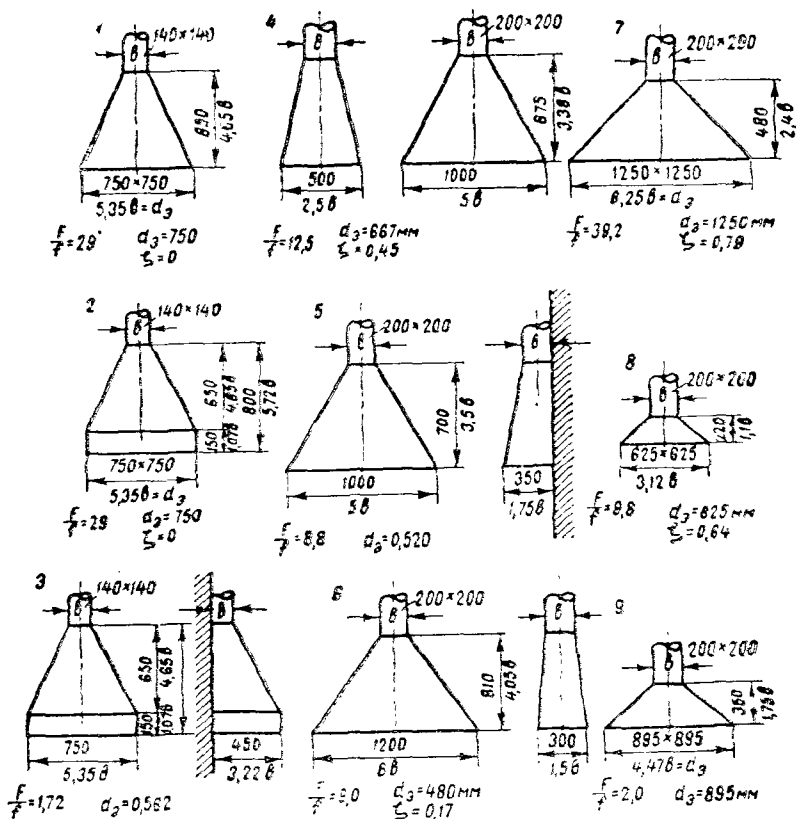


Рис. V—8. Формы зонтов и коэффициенты местного сопротивления

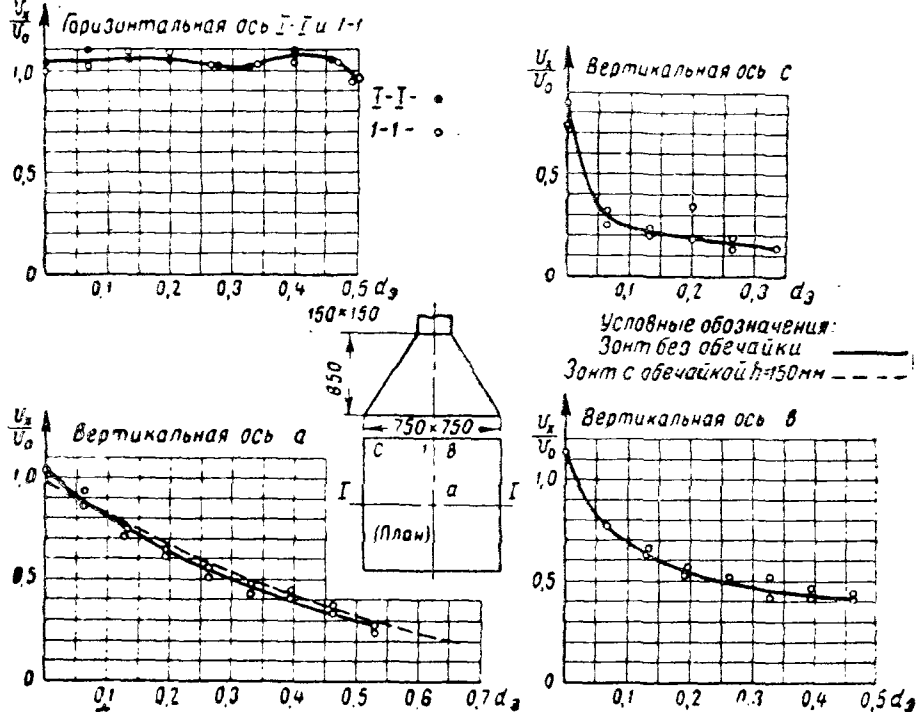


Рис. V—9. Изменение относительных скоростей по трем вертикальным осям для зонта

зато у трубы спектры полнее по краям. У зонтов к краям наблюдается значительное падение скоростей.

Обобщенные экспериментальные данные для шести зонтов приводятся на рис. V—10. Рассмотрение этих графиков позволяет сделать следующие выводы:

1. Изменение скорости по центральной вертикальной оси зависит от угла раскрытия зонта и почти не зависит от высоты и формы (соотношения сторон) сечения всасывающего отверстия зонта. Чем больше угол раскрытия зонта, тем больше относительные осевые скорости. Однако на незначительном удалении от зонта, примерно на  $0,5 d$ , кривые изменения скоростей сильно сближаются, и значения их заключаются в узкой области между  $0,4-0,3 \frac{v_x}{v_0}$ , а на расстоянии  $0,9 d$ ,  $\frac{v_x}{v_0} \approx 0,15$  для всех зонтов.

2. Изменение скоростей в плоскости всасывающего отверстия зонта также обуславливается углом раскрытия зонта. Степень неравномерности относительных скоростей по осям I—I и I—I остается неизменной при сохранении угла раскрытия зонта с изменением его глубины.



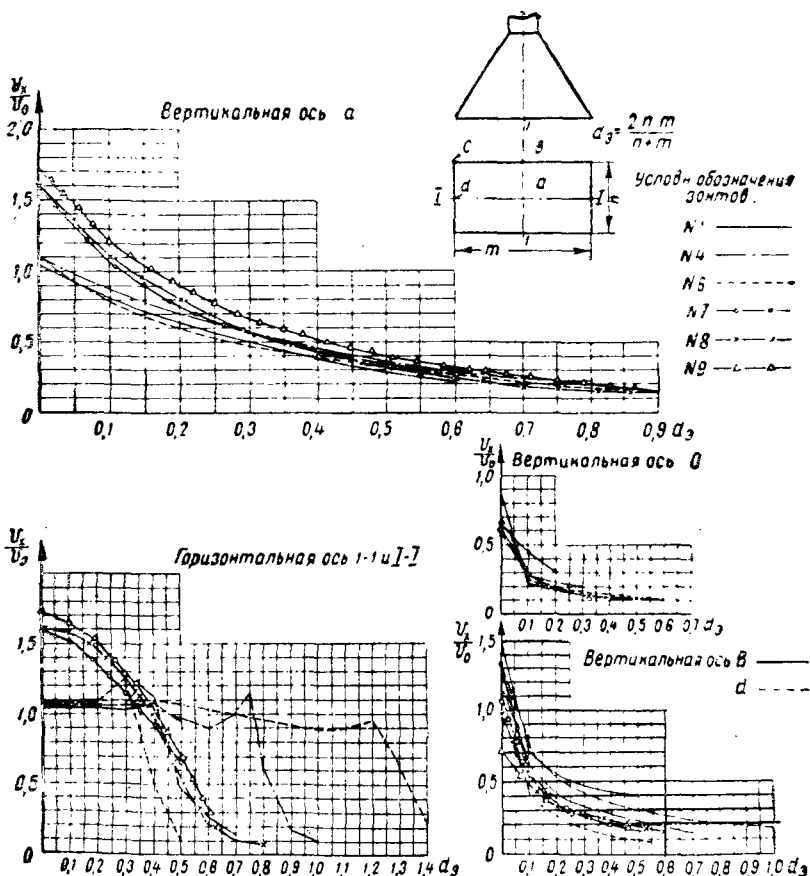


Рис. V—10. Изменение относительных скоростей для шести зонтов

У зонтов с углом раскрытия  $90^\circ$  скорость в центре составляет  $1,65 v_0$  и быстро падает по мере приближения к кромке зонта.

У зонтов с углом раскрытия  $60^\circ$  относительная скорость в центре отверстия зонта близка к  $v_0$  и остается неизменной до самых краев зонта.

3. По вертикальным осям, проведенным через середины сторон ( $b, d$ ) и через угол  $c$ , затухание скоростей происходит очень интенсивно (обуславливается характером линий тока около кромки).

Для углов раскрытия зонтов  $60^\circ$   $\zeta_n = 0,17$ , а для углов  $90^\circ$   $\zeta_n = 0,66 - 0,8$ .

Зная скорость в центре всасывающего отверстия зонта  $v_{ц}$  (рис. V—11), можно найти с достаточной для практики точностью все распределение скоростей в области, захватываемой продол-

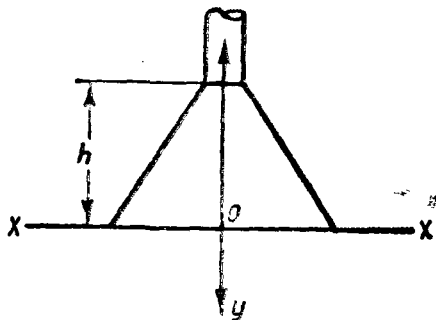


Рис. V—11. Схема для определения скорости около зонта

жением граней зонта, если принять центр всасывающей трубы зонта  $O$  за точечный сток. Тогда скорость в любой точке  $v$  (названной области) с координатами  $x$  и  $y$  выразится

$$v = v_u \frac{r_0^2}{x^2 + y^2}.$$

В частности, для осей  $I—I$  и  $I—I$ , проходящих через центр и расположенных в плоскости отверстия зонта, при  $r_0 = h$  и  $y = h$  получим

$$v_x = v_u \frac{h^2}{h^2 + x^2}.$$

Для вертикальной оси  $Oy$  (полагая начало координат в центре отверстия зонта  $O$  по рис. V—11) скорость  $v_y$  определится: для квадратных зонтов

$$v_y = v_u \frac{h^2}{(h + y)^2};$$

для прямоугольных с отношением сторон приемного отверстия зонта  $\frac{a}{b}$  (при  $a > b$ ) в пределах от 2 до 4

$$v_y = v_u \frac{h^2}{\left[ h + \left( \frac{a}{b} - 0,5 a \right) y \right]^2}.$$

Связь между  $v_0$ , средней фиктивной скоростью во входном отверстии зонта, и  $v_u$  по экспериментальным данным составляет: для зонта с углами раскрытия

$$60^\circ \text{ (квадратных)} \quad \frac{v_u}{v_0} = 1,03;$$

для зонтов с углами раскрытия

$$60^\circ \text{ (прямоугольных)} \quad \frac{v_u}{v_0} = 1,09;$$

для зонтов с углами раскрытия

$$90^\circ \text{ (квадратных)} \quad \frac{v_u}{v_0} = 1,65.$$

О степени соответствия между экспериментальными данными и вычисленными по приведенным формулам можно судить по рис. V—12.

Иногда всасывающее отверстие зонта оформляется в виде решетки с живым сечением просветов, составляющих менее половины габаритной площади решетки. Нами исследовались спектры

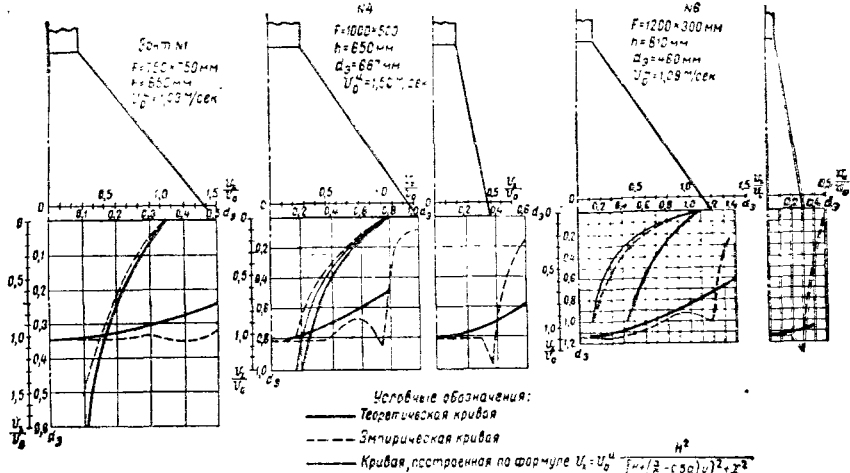


Рис. V—12. Распределение скоростей в зоне, захватываемой границами зонта, в зависимости от скорости в центре всасывающего отверстия

всасывания отверстия размером  $0,5 \times 0,5$  м с решеткой из одиннадцати продольных брусков. Решетка имела десять просветов  $0,01 \times 0,5$ . Таким образом, живое сечение просветов составляло 0,4 от габаритной площади. На рис. V—13 приводится спектр всасывания такой решетки, когда она расположена в пространстве (подтекание происходит со всех сторон).

Обозначим сторону квадратной решетки через  $a$  и габаритную скорость —  $v_0$  (секундный расход, разделенный на габаритную площадь  $a^2$ ).

На рис. V—13 скорости выражены в процентах от  $v_0$  и расстояний в долях  $a$ .

Рассматривая рис. V—13, видим, что на расстоянии  $1,2 a$  скорость составляет  $0,1 v_0$ . Если бы решетки не было, то, как известно из предыдущего, на этом относительном расстоянии скорость составляла бы всего  $0,05 v_0$ . Таким образом, решетка значительно увеличивает зону всасывания.

Если решетку поместить в полупространстве (заполнено с плоскостью), то относительная скорость, рав-

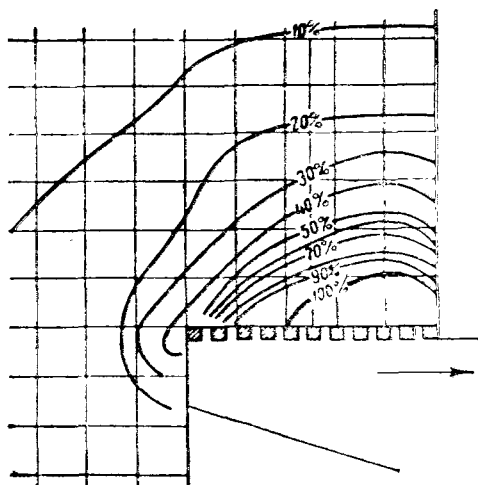


Рис. V—13. Спектр скорости у отверстия с решеткой

ная 0,1  $v_0$ , окажется на относительном расстоянии, равном 1,3  $a$ .

Увеличение зоны всасывания у решеток происходит, по-видимому, за счет взаимодействия отдельных плоских щелей.

До сих пор рассматривались случаи, когда отверстия насадка (зонта) и трубы находились в параллельных плоскостях.

У вытяжных шкафов эти отверстия чаще всего расположены во взаимно перпендикулярных плоскостях. То или иное присоединение насадка к трубе существенно сказывается на спектре скоростей.

На рис. V—14 представлены некоторые формы вытяжных шкафов, спектры всасывания которых снимались упомянутыми авторами в МИОТе: шкафы 1 и 4 с верхней вытяжкой, 3 — с нижней, 2 — с комбинированной (верхней и нижней), а на рис. V—15\* — шкафы с улиткообразными отсосами.

Спектры скоростей всасывания этих шкафов (и геометрически им подобных) представлены, как и ранее в отношении зонтов, в относительных величинах.

Спектры скоростей всасывания для шкафа 1 в горизонтальной и вертикальной плоскостях, проходящих через центр рабочего отверстия, показаны на рис. V—16. На рис. V—17 то же для шка-

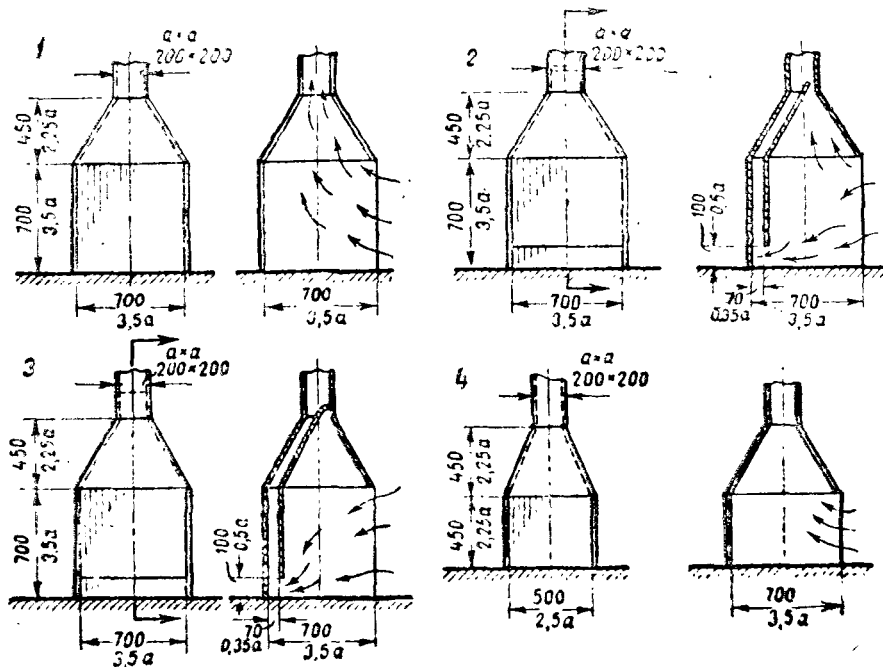


Рис. V—14. Вытяжные шкафы

\* Конструкция улиткообразного отсоса предложена В. В. Кучеруком.

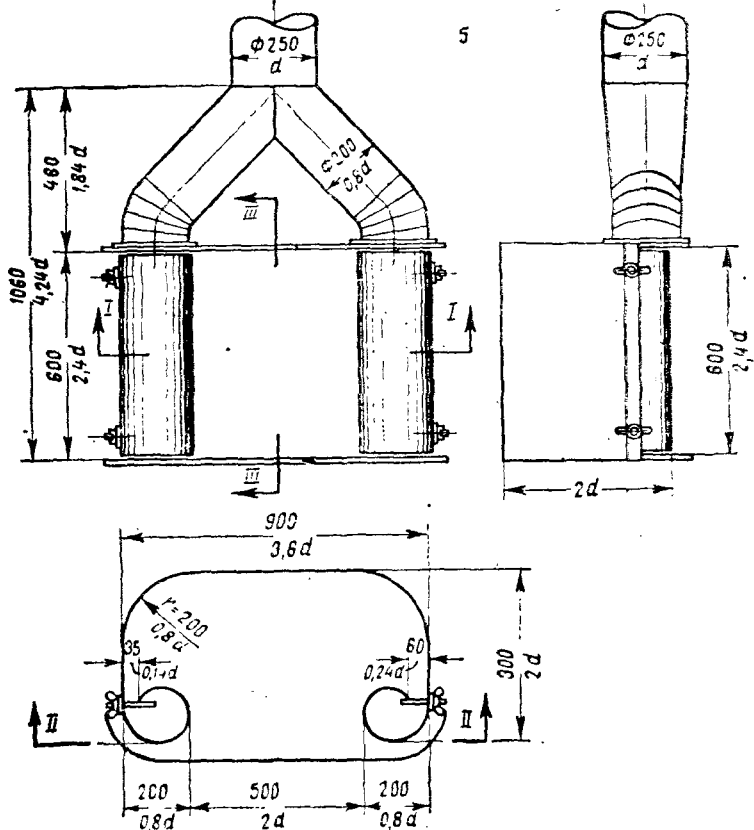


Рис. V—15. Вытяжной шкаф с улиткообразным отсосом

фа 2. Чтобы получить одинаковые скорости в вертикальной плоскости, проходящей через центр отверстия, оказалось необходимым из общего количества отсасываемого воздуха давать на верхний отсос 0,1 и на нижний — 0,9.

На рис. V—18 аналогичные данные для шкафа 5 (у шкафа 5 ширина щели в спиралеобразном отсосе по всей высоте была одинаковой).

Сводные графики изменения относительных скоростей по осям  $x$ ,  $y$  и  $z$  даны на рис. V—19.

Рассмотрение графиков позволяет сделать следующие выводы.

Присоединение трубы в верхней части шкафа дает сильное повышение скоростей у верхней кромки шкафа за счет пониженных (против средней  $v_0$ ) в нижней части шкафа. Обратная картина наблюдается при сосредоточении всего отсоса внизу шкафа.

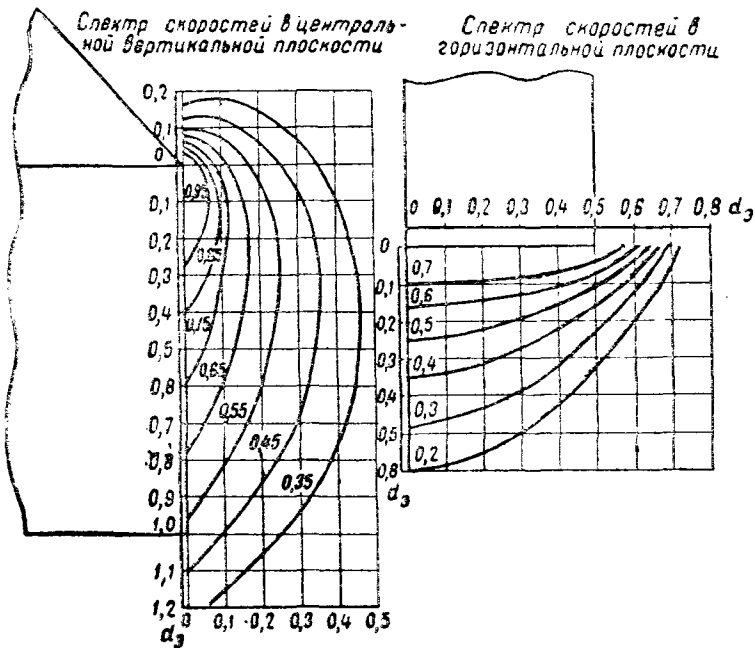


Рис. V—16. Спектры скоростей всасывания для шкафа 1

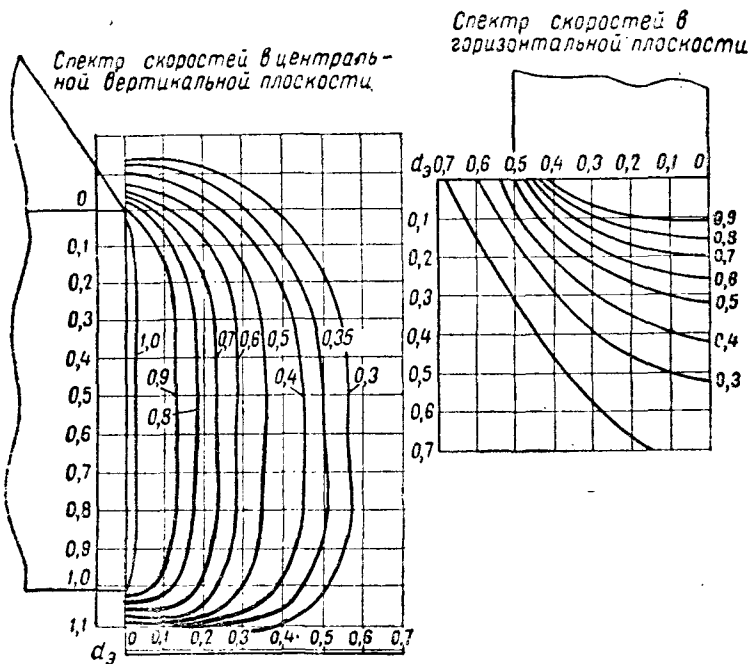


Рис. V—17. Спектры скоростей всасывания для шкафа 2

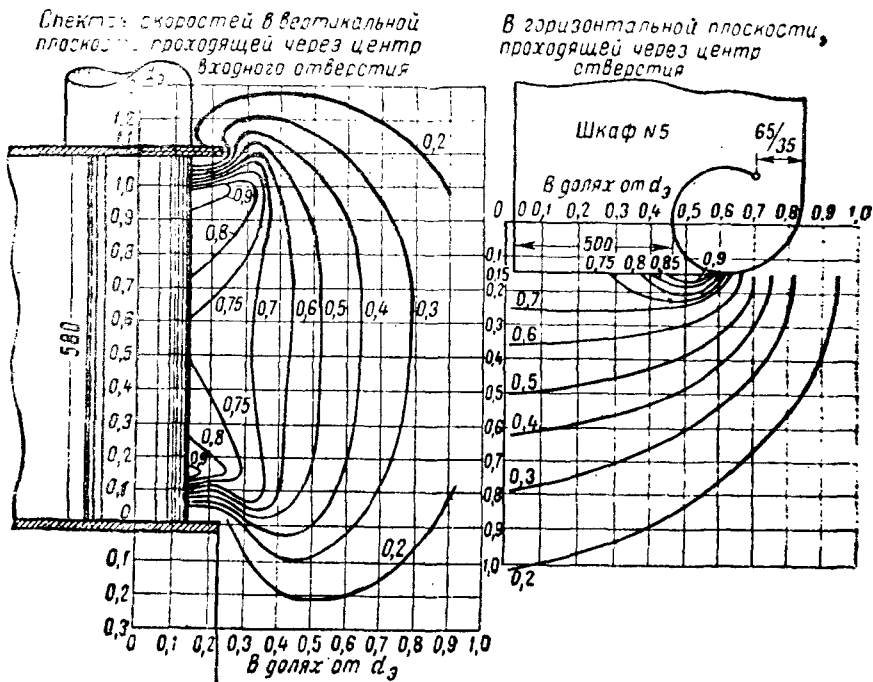


Рис. V—18. Спектры скоростей всасывания для шкафа 5

При комбинированном отсосе с распределением общего расхода так, что на нижний приходится 0,5 и верхний 0,5, получают одинаковые скорости.

По оси  $x$ , проходящей через центр рабочего отверстия, относительные скорости мало изменяются для шкафов 1 и 2, и только для 5 имеется плавное увеличение скорости к боковым кромкам («улиткам»).

На основании этого шкафы с верхним отсосом следует применять в тех случаях, когда весовая плотность воздуха в шкафу

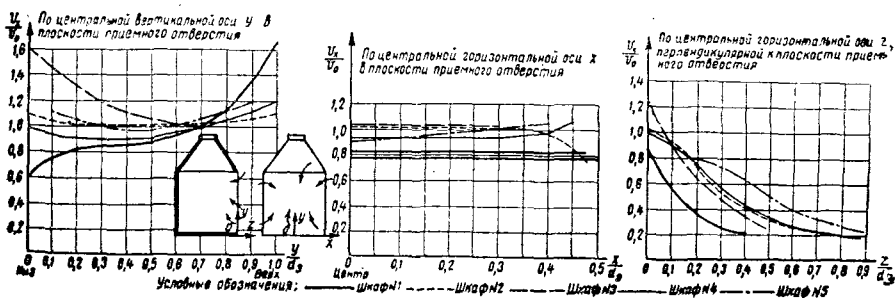


Рис. V—19. Сводные графики изменения относительных скоростей по осям

меньше, чем в помещении (наличие теплового источника или выделение газов легче воздуха). В данном случае скорости в плоскости всасывающего отверстия будут выравниваться. Это обстоятельство подтверждается обследованиями шкафов с большими источниками тепловыделений.

При выделении газов тяжелее воздуха и пыли целесообразнее применять нижний отсос, располагая его по всему сечению задней стенки шкафа.

В тех случаях, когда вследствие растекания струй можно ожидать вытекания вредностей по периметру рабочего отверстия, следует применять шкафы с улиткообразными отсосами по типу 5.

## § 25. Общие приемы построения спектров скоростей всасывания любых отверстий

Располагая спектром скоростей всасывания квадратного отверстия с острыми кромками, можно с достаточной для практики точностью построить спектры скоростей любых прямоугольных отверстий без направляющих плоскостей (то есть тоже с острыми кромками) и с направляющими плоскостями, как примкнутыми к отверстию, так и находящимися от него на расстоянии.

Эти построения производятся в одних случаях путем сложения векторов скоростей, в других — с помощью положения, согласно которому, если вдоль линии или поверхности тока поместить воображаемую плоскость (без образования пограничного слоя), то от этого течение спектра скоростей не нарушится.

Так, например, чтобы получить спектр скоростей для прямоугольного отверстия с отношением сторон 1:2, имея спектр скоростей квадратного отверстия, необходимо вычертить спектры скоростей элементарных квадратных отверстий, а затем на пересечениях линий равных скоростей складывать векторы скоростей по

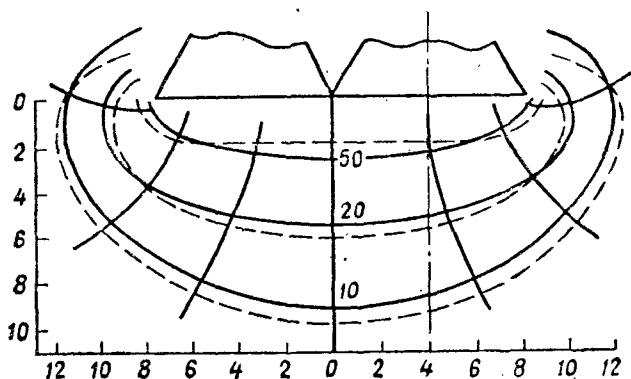


Рис. V—20. Спектр скоростей всасывания для прямоугольного отверстия с соотношением сторон 1:2



правилам параллелограм-  
ма (рис. V—20). Аналогичным образом можно построить спектры скоростей для отверстий с любым отношением сторон. Этот способ позволяет производить построение и для тех случаев, когда расход в различных квадратах будет разным.

Для прямоугольного отверстия, имеющего направляющую плоскость в виде продолжения одной из сторон, спектр скоростей всасывания может быть построен или путем симметричного расположения такого же отверстия относительно направляющей плоскости или как половина спектра скоростей, имеющего отношение сторон  $2b : a$  (рис. V—21).

Аналогичным образом могут быть построены спектры скоростей и при других расположениях плоскости относительно всасывающего отверстия, как это представлено на рис. V—22.

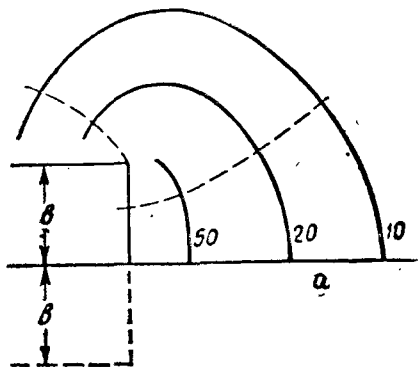


Рис. V—21. Спектр скоростей всасывания для прямоугольного отверстия с направляющей плоскостью

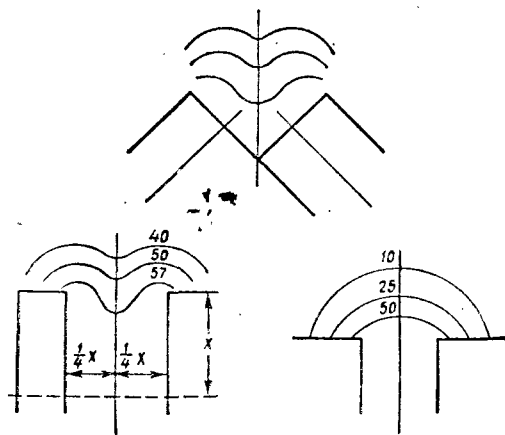


Рис. V—22. К построению спектров скоростей всасывания

## § 26. Взаимодействие струи и всасывания

Вопросы взаимодействия потоков имеют для организации как общего, так и особенно местного воздухообмена существенное значение.

В первом случае важно знать, как то или иное расположение вытяжки может отразиться на организуемом в помещении притоке воздуха, а во втором — как потоки в помещении могут воздействовать на местные отсосы, не смогут ли они сбить поток в сторону от вытяжного отверстия и т. д.

На рис. V—23 приводятся схемы соосного (*a, б, в*) и взаимно перпендикулярного (*г*) расположения осей притока и вытяжки, изучавшихся В. М. Эльтерманом на водяной модели.

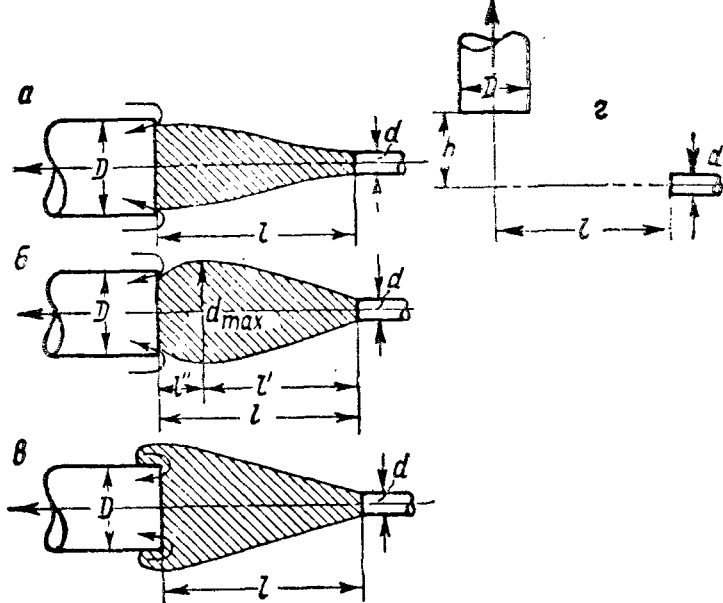


Рис. V—23. Схемы соосного и взаимно перпендикулярного расположения осей притока и вытяжки

Применение метода гидравлического моделирования оказалось здесь весьма целесообразным в отношении удобства наблюдения и фотографирования струи и получения необходимых количественных зависимостей для практического использования.

В объемной модели стенки находились на достаточном удалении от струи и не являлись помехой при ее распространении. Использование в качестве рабочей жидкости воды, а не воздуха вполне возможно вследствие автомодельности струи в отношении критерия Рейнольдса. Результаты опытов, полученные для элементарной струи на данной гидравлической установке, совпадают с имеющимися теоретическими и экспериментальными материалами для струи в воздухе. Во всех опытах диаметр сопла  $d$  оставался равным 5 мм, а диаметр  $D$  всасывающей трубы — 50 мм. Таким образом,  $\frac{D}{d} = 10$ . В экспериментах изменялись  $l$  — расстояния между соплом и отверстием трубы и  $h$  — удаление сопла от отверстия при перпендикулярном расположении осей. Число  $Re$  в опытах было от 4500 до 10000. При этих числах, как известно, струи автомодельны в отношении  $Re$ .

Известно, что струя по мере распространения за счет перемешивания вовлекает окружающий воздух и, следовательно, если через трубу будет всасываться воздуха меньшее количество, чем подтекает, то избыток будет идти в помещение и загрязнять его.

На рис. V—23, а представлен случай, когда в вытяжное отверстие отсасывается не только количество подтекающего воздуха, но еще захватывается и некоторое количество окружающего воздуха (не вовлеченное в струю).

В изотермических условиях удовлетворительное улавливание распространяющейся струи получается во всех тех случаях, когда отсасывается количество воздуха, равное объему подтекающей струи (начальное количество плюс присоединенное по пути; некоторые данные, относящиеся к неизотермическим условиям по нашим опытам, приводятся в расчете передувов).

Результаты опытов, относящиеся к рис. V—23, б, приведены в табл. V—1. Здесь обозначены  $l'$  — расстояние от патрубка до максимального расширения струи  $d_{max}$ ,  $l''$  — расстояние от максимального расширения струи до всасывающего отверстия,  $L'_{пр}$  и  $L'_{выт}$  — секундные расходы притока (начального) и вытяжки, количество воздуха, равное объему подтекающей струи (начальное количество плюс присоединенное по пути).

Таблица V—1

$l$	$\frac{l}{d}$	$l'$	$l''$	$L'_{пр}$	$L'_{выт}$	$\frac{L'_{выт}}{L'_{пр}}$
152	30,4	129	23	0,084	1,46	17,4
152	30,4	132	20	0,091	1,44	15,8
199	39,8	169	30	0,03	1,28	42,6
199	39,8	182	17	0,08	1,34	16,7
282	56,4	251	31	0,033	1,34	40,5

Данные, относящиеся к рис. V—23, в, когда частицы окрашенной струи забегают за кромки вытяжной трубы и, поворачивая, устремляются в вытяжную трубу, представлены в табл. V—2.

Таблица V—2

$l$	$\frac{l}{d}$	Приток			Вытяжка		$\frac{L'_l}{L'_{выт}}$
		$L'_{пр}$ , л/сек	$V_{пр}$ , м/сек	$L'_l$ , л/сек	$L'_{выт}$ , л/сек	$V_{выт}$ , м/сек	
123	24,6	0,092	4,7	0,75	0,8	0,41	0,94
154	30,8	0,091	4,65	0,91	0,98	0,50	0,93
172	34,4	0,09	4,58	1,05	1,03	0,55	0,97
205	41	0,091	4,65	1,20	1,23	0,66	0,94

$L'_l$  — расход в струе на расстоянии  $l$  от сопла подсчитан по формуле свободной струи при  $a=0,07$ ;

$$L'_l = 2,18 \left( \frac{a}{R} + 0,29 \right) L'_{пр};$$

$L'_{выт}$  — фактически замеренный расход.

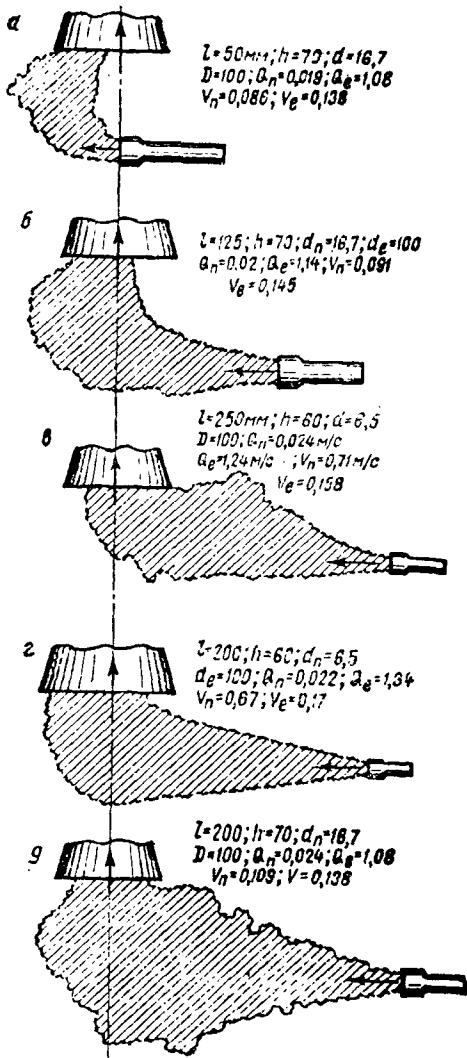


Рис. V—24. Контуры подкрашенных потоков

В зависимости от конкретных условий объем вытяжки в таких случаях приходится на 10%, а иногда и более назначать превышающим объем подтекающего воздуха.

Эксперименты, относящиеся к схеме г на рис. V—23, представлены зарисовками с фотографии контуров подкрашенных потоков (рис. V—24).

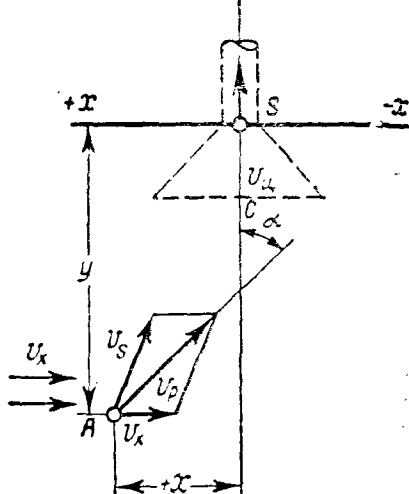


Рис. V—25. Схема для оценки влияния боковых потоков на работу зонта

Сравнивая расходы теоретической и фактической, получаем достаточно удовлетворительное совпадение.

Анализ экспериментов и схем перетекания указывает на то, что объем вытяжки (подсчитанный по количеству подтекающего воздуха) достаточно в условиях спокойного окружающего воздуха. При учете всегда существующих в помещении потоков не следует допускать представленных на схеме забегов струи за всасывающее отверстие, так как потоки легко могут быть отклонены и размыты.

Чтобы количественно оценить влияние боковых потоков, будем исходить из следующей упрощенной схемы явления<sup>1</sup>.

Центр всасывающего отверстия трубы зонта примем за точечный сток. Токи воздуха в помещении примем направленными перпендикулярно оси зонта и скорость их — постоянной по высоте. Расположим оси прямоугольных координат в центре трубы и направим их, как показано на рис. V—25.

Пусть на частицу  $A$ , движущуюся к центру всасывания  $S$  со скоростью  $v_s$ , действует боковой поток, направленный параллельно плоскости всасывания зонта, и сообщает ей боковую скорость  $v_x$ . Равнодействующая скоростей  $v_s$  и  $v_x$  направлена по касательной к траектории. Поэтому наклон ее относительно оси  $y$  определится как:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\bar{dx}}{\bar{dy}}.$$

Рассматривая параллелограмм скоростей, находим

$$\operatorname{tg} \alpha = \sqrt{1 + \frac{\bar{x}^2}{\bar{y}^2}} \cdot \frac{v_x}{v_s} + \frac{\bar{x}}{\bar{y}}.$$

Отсюда дифференциальное уравнение траектории

$$\frac{\bar{dx}}{\bar{dy}} = \sqrt{1 + \frac{\bar{x}^2}{\bar{y}^2}} \cdot \frac{v_x}{v_s} + \frac{\bar{x}}{\bar{y}}.$$

Предположим, что скорости обратно пропорциональны квадратам расстояний от центра всасывания  $S$  (как в точечном стоке). Тогда скорости в точке  $A$  можно выразить через какую-либо известную скорость  $v_0$  в точке, лежащей от точки  $S$  на расстоянии  $\bar{r}$ . Тогда

$$v_s = v_0 \frac{\bar{r}^2}{\bar{x}^2 + \bar{y}^2}.$$

и дифференциальное уравнение получит окончательную форму:

$$\frac{\bar{dx}}{\bar{dy}} = \frac{\bar{x}}{\bar{y}} + \frac{k}{\bar{y}} \sqrt{(\bar{x}^2 + \bar{y}^2)^3},$$

где

$$k = \frac{v_x}{v_0 \bar{r}^2}.$$

<sup>1</sup> Фиалковская Т. А. Вытяжные зонты и шкафы. — М.: Стройиздат, 1947.

В результате интегрирования получим уравнение траектории

$$\bar{x} = \frac{k \frac{\bar{y}^2}{2} + C}{\sqrt{1 - \left(k \frac{\bar{y}^2}{2} + C\right)^2}} \bar{y}.$$

Уравнение определяет семейство кривых, каждая из которых представляет траекторию частиц,двигающихся в пространстве под зонтом.

Чтобы получить уравнение траектории, проходящей через точку с координатами  $x_0$ ,  $y_0$ , нужно их значение подставить в полученное уравнение вместо  $x$  и  $y$  и подсчитать постоянную интегрирования  $C$ :

$$C = \frac{\bar{x}_0}{\sqrt{\bar{y}_0^2 + \bar{x}_0^2}} - k \frac{\bar{y}_0^2}{2}.$$

Величину  $k$  можно подсчитать по скорости в любой точке на оси  $y$ . Если за эту скорость взять  $v_u$ , то

$$k = \frac{v_x}{v_u \cdot H^2},$$

где  $H$  — высота зонта.

На основании полученной формулы можно построить траектории отдельных частиц воздуха в зоне действия зонта с учетом влияния сдувающихся потоков и найти предельный разрыв, который можно допустить между источником вредных выделений и зонтом.

Порядок этого определения следующий.

Находим ту траекторию, по которой воздух, пересекая центральную ось всасывания, направляется к кромке зонта (линия  $\varphi$  на рис. V—26, а). Эта линия определяет границы среды, засасываемой зонтом, и воздух, находящийся за ее пределами (показан штриховкой), под зонт не попадает. Следовательно, источник вредных выделений под зонтом надо располагать таким образом, чтобы вся его поверхность помещалась в зоне, расположенной слева от указанной линии.

**Пример.** Определить граничную кривую  $\varphi$  для зонта, размеры и конструкция которого показаны на рис. V—26, б. Скорость всасывания под зонт  $v_u = 0,4$  м/сек, а скорость сдувающего потока, имеющего направление, перпендикулярное оси зонта,

$$v_x = 0,2 \text{ м/сек}, \quad \frac{v_x}{v_u} = 0,5.$$

Определяем коэффициент:

$$k = \frac{v_x}{v_u H^2} = \frac{0,5}{0,7^2} = 1,02.$$

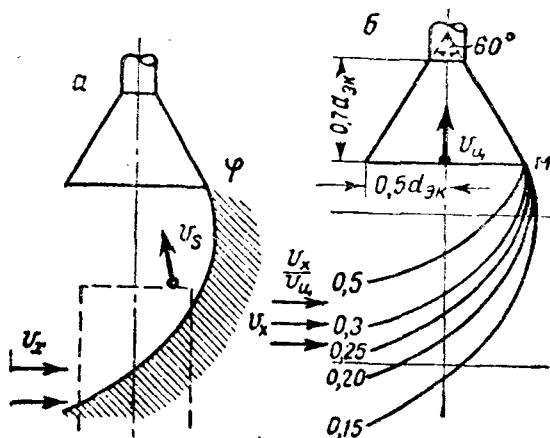


Рис. V-26. Траектории частиц воздуха вблизи зонта при боковых потоках воздуха:

*a* — путь струйки воздуха, движущейся под влиянием всасывания под зонт и бокового потока; *b* — граничные кривые для различных соотношений скоростей всасывания и бокового потока

Для линии, проходящей через кромку зонта (точка *M*), то есть через точку с координатами  $\bar{y}_0 = 0,7$  и  $\bar{x}_0 = -0,5$ , определяем постоянную интегрирования:

$$C = \frac{\bar{x}_0}{\sqrt{\bar{x}_0^2 + \bar{y}_0^2}} - k \frac{\bar{y}_0^2}{2} = -\frac{-0,5}{\sqrt{0,7^2 + 0,5^2}} - \frac{1,02 \cdot 0,7^2}{2} = -0,83.$$

Находим ординату точки пересечения оси *y* с кривой, для чего в выражении для *x* приравняем числитель нулю:

$$k = \frac{\bar{y}_1^2}{2} + C = 0; \quad \bar{y}_1 = \sqrt{\frac{-2C}{k}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,83}{1,02}} = 1,26.$$

Находим *x* для произвольных ординат, выбранных с учетом удобства построения кривой:

$$\begin{aligned} \bar{y}_2 = 0,8; \quad \bar{y}_3 = 1,0 \quad \text{и} \quad \bar{y}_4 = 1,4; \\ \bar{x}_2 = \frac{1,02 \frac{0,8^2}{2} - 0,83}{\sqrt{1 - \left(1,02 \frac{0,8^2}{2} - 0,83\right)^2}} \cdot 0,8 = 0,46. \end{aligned}$$

Точно так же находим  $\bar{x}_3 = -0,33$  и  $\bar{x}_4 = +0,25$ .

Строим кривую по координатам, принимая за единицу масштаба длину нижней кромки зонта  $2x_0=1$  (на рис. V—26, б верхнюю кривую).

Для приближенной оценки влияния потоков воздуха в помещении на всасывание в зонт на рис. V—26, б приводятся в безразмерных координатах граничные кривые  $\varphi$  при различных соотношениях  $\frac{v_v}{v_c}$  (0,5; 0,3; 0,25; 0,20 и 0,15) скоростей всасывания и сдувающего потока. Кривыми можно пользоваться для зонтов с центральным углом раскрытия  $\alpha \leq 60^\circ$ , для которых средняя скорость всасывания  $v_0$  практически равна скорости в центре всасывающего отверстия  $v_c$ .

## Глава VI. ЦИРКУЛЯЦИЯ ВОЗДУХА В ПОМЕЩЕНИИ<sup>1</sup>

### § 27. Циркуляция воздуха при изотермических условиях

Для правильной организации воздухообмена весьма важно установить, как влияет расположение вытяжки на картину потоков в помещении.

Приводимые данные получены главным образом на плоской и частично на пространственной моделях и позволяют составить качественные представления применительно к вопросу организации общеобменной вентиляции.

Количественные зависимости для струй, распространяющихся в ограниченном пространстве, приведены ранее в § 17.

Возьмем плоский канал со стеклянными стенками и расположим вытяжное отверстие в середине торцевой стенки, как это показано на рис. VI—1. Противоположная ей стенка удалена, и поток воздуха направляется через весь проем. Как видно из рисунка, при обтекании кромок на входе происходит срыв потока с образованием двух небольших областей, заполненных вихрями. Далее, за этими областями поток выравнивается и движется к вытяжному отверстию по всему сечению модели. Обратных потоков воздуха нет.

Если восстановить часть противоположной торцевой стенки, как это показано на рис. VI—2, то вихревая область расширится и в аэродинамической тени, даваемой стенкой, возникнет циркуляция.

По мере увеличения стенки (уменьшения размера приточного отверстия) вихревая область возрастает, и в дальнейшем (рис. VI—3) вся полость модели заполнится циркуляционными потоками. Возникновение этих потоков объясняется тем, что приточная струя за счет турбулентного перемешивания с окружающим ее воздухом увлекает последний в сопутствующее движение. Но так как через вытяжное отверстие воздух удаляется в коли-

<sup>1</sup> Батурин В. В., Ханжонков В. И. Циркуляция потоков в помещении // Современные вопросы вентиляции: Сб. — М.: Госстройиздат, 1941.



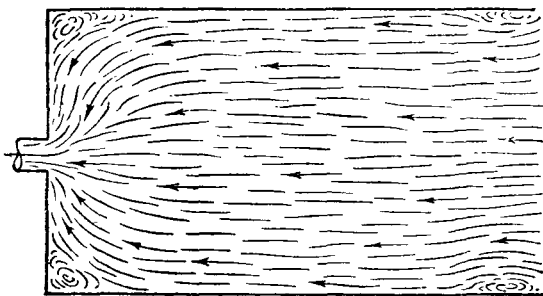


Рис. VI—1

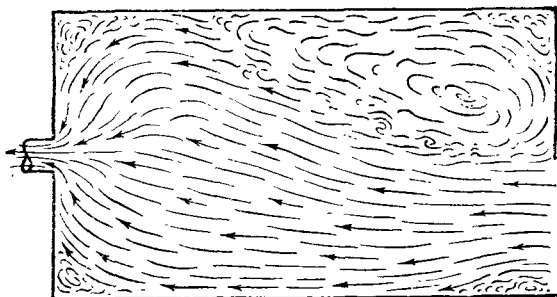


Рис. VI—2

честве, равно поступившему через приточное отверстие, то остальная масса его возвращается вновь к приточной струе, питает ее, совершая при этом циркуляцию.

Изображенная на рис. VI—1 схема течений в реальных условиях почти невозможна (прямое перетекание воздуха из приточного отверстия в вытяжное), так как для осуществления такой схемы течений потребовалось бы устройство приточного отверстия с размерами, равными размерам одной из стен помещения. Уменьшение же размеров приточного отверстия по отноше-

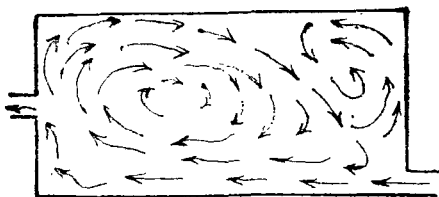


Рис. VI—3



Рис. VI—4

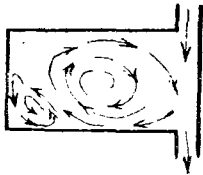


Рис. VI—5

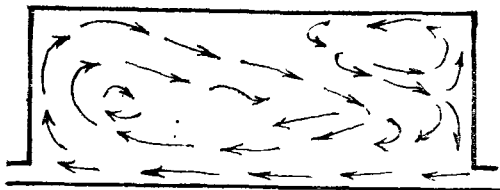


Рис. VI—6

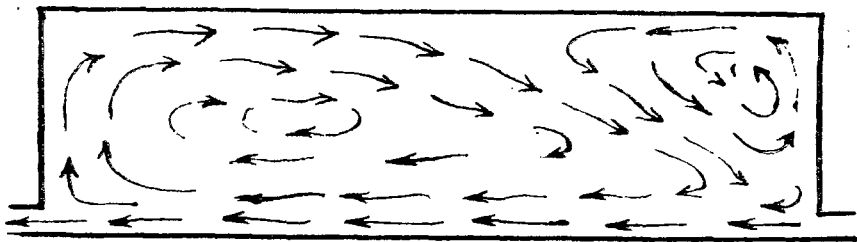


Рис. VI—7

нию к размерам стены неизбежно вызовет наличие обратных токов — циркуляцию.

Посмотрим теперь, как изменяется характер потоков в модели в зависимости от изменения ее размеров и от взаимного расположения приточных и вытяжных отверстий.

На рис. VI—4, VI—5, VI—6, VI—7\* представлены случаи, когда приточное и вытяжное отверстия расположены у низа модели на противоположных стенках, а отношения сторон составляют от 0,5 до 3,5. Отсюда можно сделать следующие выводы: общий характер потоков и циркуляции при отношениях сторон 1,0; 2,5 и 3,5 остается примерно одинаковым с образованием замкнутой вихревой области. При  $\frac{l}{h} = 1$  (рис. VI—4) она имеет вид

круга, вытягивающегося по длине при увеличении  $\frac{l}{h}$ . При отношении сторон модели, меньшем единицы, эта область вытягивается по ширине модели, и в дальнейшем образуется не один, а несколько вихрей, вращающихся в противоположные стороны. Например, на рис. VI—5 таких областей две.

Если прилегающая к активной струе область с жидкостью имеет форму квадрата, то вихревая область замыкается в виде круга. Если эта область имеет форму вытянутого прямоугольника (соприкасающегося со струей короткой стороной), то в ней

\* На всех рисунках приток поступает справа.

образуется примерно столько вихрей, сколько коротких сторон помещается в длинной. Вихрь, как правило, стремится замкнуться в виде круга. если стенки не препятствуют ему принять эту форму.

С увеличением  $\frac{l}{h}$  на-

блюдается рост вихревой области, расположенной у стенки с приточным отверстием. На рис. VI—6 и VI—7 отчетливо видны расширение и граница приточной струи.

На рис. VI—3 вытяжное отверстие перенесено снизу в середину стенки. Как видно из рисунка, от такого расположения никаких существенных изменений в характере потоков не наблюдается. Картина заснята при  $\frac{l}{h} = 2,0$ .

При иных соотношениях сторон общий характер потоков остается практически неизменным.

Рис. VI—8 и VI—9 дают представление о том, что перемещение вытяжного отверстия к верхней стенке модели также не вносит существенных изменений в характер и направление потоков. Следует обратить внимание лишь на то, что у стенки (в углу), прилегающей к приточному отверстию, появляется разрастающаяся с увеличением отношения  $\frac{l}{h}$  вихревая область.

Наблюдения показывают, что ни место расположения вытяжного отверстия, ни дробление его на два и больше не оказывают сколько-нибудь существенного влияния на направление струи и циркуляцию потоков.

При расположении вытяжного отверстия в одной стенке с приточным общий характер потоков находится в зависимости от отношения сторон  $\frac{l}{h}$ , но о непосредственном перетекании воздуха из приточного отверстия в вытяжное при турбулентном по-

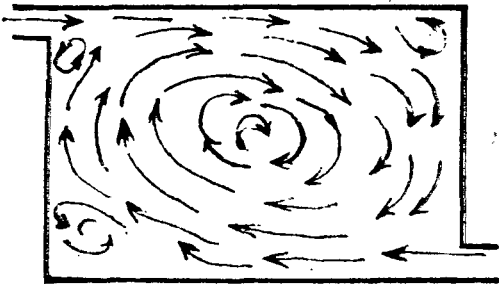


Рис. VI—8

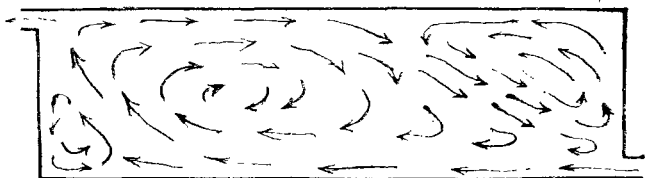


Рис. VI—9

токе не может быть и речи. Через вытяжное отверстие вытекает только то количество воздуха, которое поступило через приточное отверстие; количество же воздуха, присоединившееся на пути струи, возвращается к истокам струи для ее питания. При таком расположении отверстий струя, вытекающая из приточного отверстия, достигает противоположной стенки, когда отношение  $\frac{l}{h} \leq 2,2$ . При увеличении отношения  $\frac{l}{h}$  приточная струя, не доходя до этой стенки, поворачивает и движется в обратном направлении к вытяжному отверстию. Пространство за поворотом струи заполнено вихрем.

На рис. VI—10 изображена схема течений при  $\frac{l}{h} = 3,5$ . За поворотом струи образуется вихрь, вращающийся в обратном направлении по отношению к основной струе.

В модели с двумя приточными отверстиями, как это показано на рис. VI—11, характер потоков по сравнению с предыдущими несколько отличен. Наиболее характерным является здесь образование третьей струи, движущейся в противоположном направлении к основным струям. Она образовалась из жидкости, присоединившейся по пути к двум приточным струям. Обе области между основными струями и вновь образовавшейся заполнены

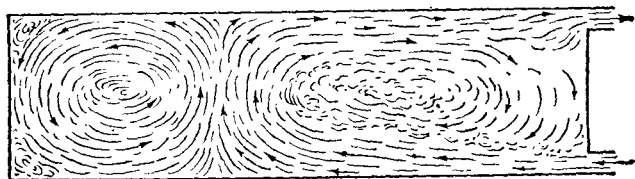


Рис. VI—10. Схема течений при  $\frac{l}{h} = 3,5$

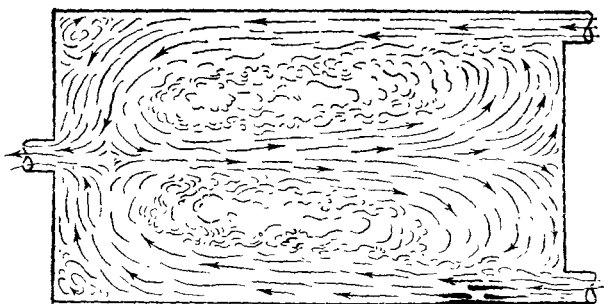


Рис. VI—11. Характер потоков в модели с двумя приточными отверстиями



Рис. VI—12. Налипание струи на стенку с приточным отверстием в середине модели

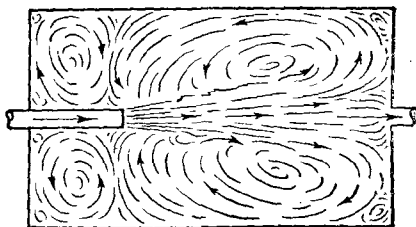


Рис. VI—13

вихрями. Перемещение вытяжного отверстия с середины на край той же стенки здесь сказывается лишь на некотором изменении направления вновь образовавшейся струи.

При расположении приточного отверстия посередине модели направление перетекания получается неустойчивым. В большинстве случаев струя (в силу специфических условий ее питания в плоской модели) прижимается к одной из стенок (рис. VI—12). Избежать налипания струи удастся в редких случаях и на крайне незначительное время.

Налипания струи на стенку не наблюдается в пространственной модели, если сопло расположено посередине или не более 0,6 высоты. Условия питания струи имеют здесь иной характер. На плоской модели это явление, возможно, объясняется тем, что при первом незначительном отклонении струи от середины размеры пространства, разделяемого ею, перестают быть одинаковыми. Питание же струи происходит в равной степени из обеих областей. Падение давления в меньшем по объему пространстве приводит к тому, что струя прижимается к ближайшей стенке.

Ранее было показано, что картина циркуляции определяется в основном расположением приточных отверстий. Эти отверстия в рассмотренных случаях были устроены непосредственно в стенке. Рассмотрим теперь, какие изменения могут быть вызваны перенесением приточного отверстия внутрь модели.

При короткой трубе (диаметр трубы равен ширине модели), выступающей внутрь модели, существенных изменений в циркуляции сравнительно со случаем отверстия в самой стенке не наблюдается. Направление перетекания неустойчиво, и струя может прижаться к одной из стенок.

При увеличении длины выступающей части (например, когда она становится равной половине длины стенки, через которую она выходит) наблюдается образование обособленных, замкнутых в круг вихрей, простирающихся на длину выступающей части трубы (рис. VI—13). По мере дальнейшего увеличения длины выступающей части трубы в пространстве между трубой и стенками может образоваться несколько вихрей, вращающихся в разные стороны.

Аналогичное явление наблюдается, как это отметил Е. В. Кудрявцев<sup>1</sup>, с тепловой (конвективной) струей. Обратные потоки, питающие струю, доходят только до источника тепла. Вся область ниже не охвачена циркуляцией, вследствие этого наблюдается резкий градиент температуры. На уровне источника тепла возникает устойчивое, так называемое температурное перекрытие, которое не нарушается при вентилировании зоны ниже источника тепла.

Переходя к описанию явлений в пространственной модели, рассмотрим случай, когда приточное и вытяжное отверстия расположены на противоположных стенках в углах модели.

Приточная струя воздуха, выходя из отверстия, движется по двугранному углу, образованному дном модели и вертикальной стенкой. Дойдя до стенки с вытяжным отверстием, часть струи, равная по количеству воздуху, поступившему в приточное отверстие, удаляется через вытяжное наружу; другая часть, равная количеству подмешавшегося воздуха по пути струи, растекается по всей стенке в радиальных направлениях.

Радиальные потоки у верхней, нижней и двух боковых стенок поворачивают, движутся по этим стенкам и далее подсасываются к основной струе.

В пространстве между циркуляционными потоками и приточной струей образуется вихревая зона в виде четверти кольца, опирающаяся своими концами на боковую и нижнюю стенки.

Если взять сечение, проходящее через ось приточного и вытяжного отверстий, параллельно боковой стенке, то картина течения здесь примет вид, подобный движению потоков на плоской модели с расположением приточного и вытяжного отверстий у низа модели на противоположных стенках (рис. IV—4 — VI—7).

Если эту плоскость повернуть на  $90^\circ$ , то есть установить ее параллельно нижней стенке (горизонтально), то схема движений потоков в этом новом сечении не изменится. Картина движений в сечении останется такой же, если плоскость сечений из этого нового положения повернуть на  $180^\circ$  в обратном направлении. В этом случае расположение приточного и вытяжного отверстий будет внизу модели посередине на противоположных стенках.

Чтобы составить примерное представление об общей картине потока в пространственной модели, следует плоскость с изображением потоков начать вращать около оси 0—0; тогда непрерывный след, описываемый, например, ядром вихревой области (рис. VI—14), даст в пространстве вихревое полукольцо и т. д. Таким путем может быть воссоздана общая картина движения потоков в пространственной модели.

Переместим теперь вытяжное отверстие вверх на середину стенки на пересечение ее диагоналей. Приточное отверстие оставим на старом месте, то есть посредине у низа. Общий характер потоков в модели сохранится таким же, как и в предыдущем

<sup>1</sup> Известия Академии наук СССР. — 1948. — № 3.

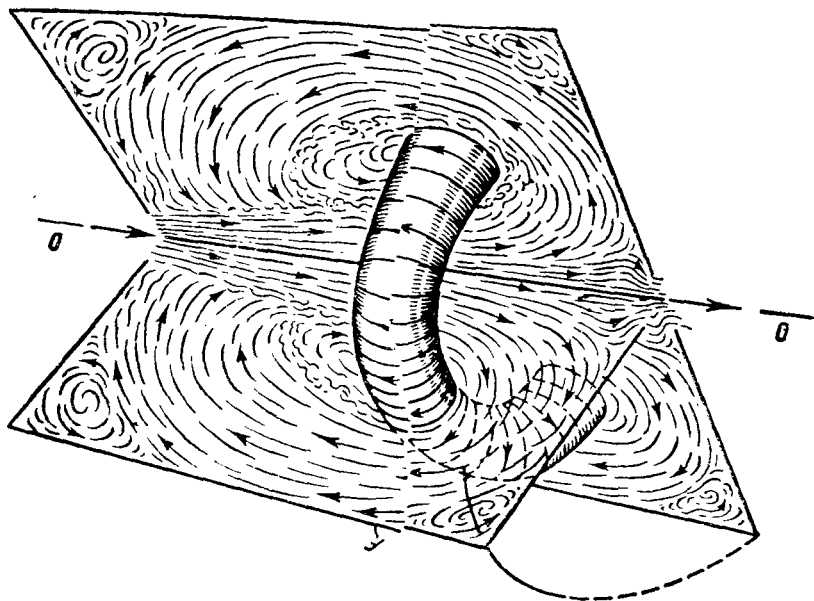


Рис. VI—14. Движение потоков в пространственной модели с приточным и вытяжным отверстиями внизу модели

случае. Перемещение вытяжного отверстия дальше вверх по той же стенке, а также по верхней стенке или, наконец, при расположении его в одной стенке с приточным не меняет общего характера потоков в модели, если не учитывать незначительной области, образующейся в непосредственной близости у всасывающего отверстия.

Таким образом, общий характер потоков в основном определяется расположением приточного отверстия.

Расположим приточное отверстие посредине стенки на пересечении диагоналей ее, а вытяжное — на противоположной. Представление о потоках в модели можно составить, взяв плоскостную фигуру и начав ее вращать около оси (на  $360^\circ$ ), проходящей через середину отверстий.

След, описываемый здесь ядром вихря, даст вихревое кольцо, охватывающее основ-

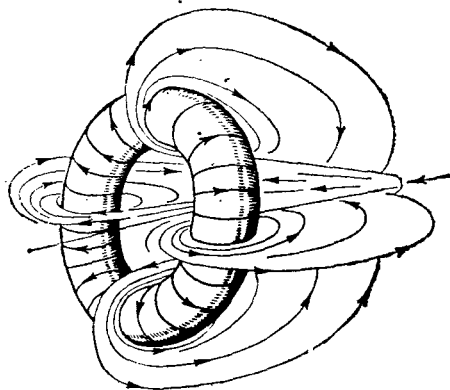


Рис. VI—15. Движение потоков в пространственной модели с приточным отверстием на середине стенки

ную струю, как это схематически показано на рис. VI—15. Перенесение вытяжного отверстия на любую стенку и в этом случае не сказывается на схеме движения потоков, вызванных одной струей.

## § 28. Циркуляция потоков в неизотермических условиях

При естественном и механическом воздухообмене циркуляция потоков изучалась применительно к цеху с большим количеством теплоисточников. Теплоисточники по-разному расставлялись на полу: в одной продольной половине цеха, посередине (с двумя проходами по бокам) и вдоль обеих продольных сторон.

Приводимые данные позволяют составить некоторое представление о влиянии расстановки источников тепловыделений в плане и способов организации воздухообмена на циркуляцию потоков. Опыты проводились в модели однопролетного цеха в  $1/20$  натуральной величины ( $m=20$ ). Модель имела размеры  $1800 \times 860 \times 550$  мм<sup>3</sup>.

Источниками тепловыделений служили электронагреватели из кровельной стали, заполненные песком, в которые вложены нихромовые спирали.

Для измерения температуры в модели были размещены 50 термомпар. Скорости в проемах измерялись электроанемометром.

В модели могла осуществляться естественная, механическая и комбинированная вентиляция.

Рассмотрим варианты с естественным воздухообменом и расстановкой печей в один и два ряда.

В ряде опытов изменялась высота модели в отношении  $1 : 0,75 : 0,5$ .

Мощность источников по теплу, сообщаемому в модель, была от 172 ккал/час до 860 ккал/час, в соответствии с чем количество избыточного тепла (по расходу воздуха в модели и разности его теплосодержаний) составляло от 71 ккал/час до 580 ккал/час.

При естественном воздухообмене вытяжка происходила через створки фонаря, приток же осуществлялся в различных вариантах: из отверстий в двух продольных стенах и из отверстий в торцах.

Естественный воздухообмен изменялся от 23 м<sup>3</sup>/час до 273 м<sup>3</sup>/час.

Когда источники тепла расположены вдоль одной продольной стены помещения, а приток поступает с противоположной стороны (рис. VI—16), тогда в результате взаимодействия тепловых и приточных струй в поперечном сечении модели образуются циркуляционные кольца.

Присасывая приточный воздух, тепловая струя частично уходит наружу через створки фонаря, а остальная масса ее возвращается вниз для питания тепловой и вливающейся струи — так замыкается кольцо циркуляции.



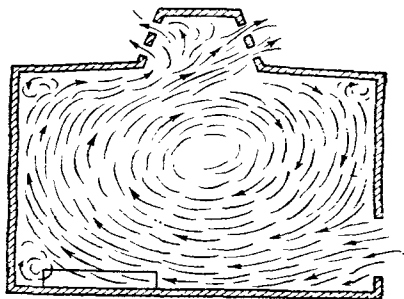


Рис. VI—16

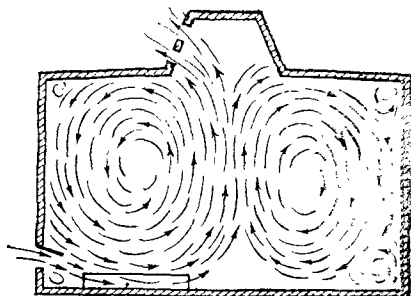


Рис. VI—17

Приточные струи, несмотря на то что они вызваны теми же источниками тепла, которые порождают и тепловые струи, оказываются достаточно мощными, чтобы оттеснить тепловые струи к стенке.

В данном опыте при равенстве площадей открытых створок в стене и в фанаре ( $0,16 \text{ м}^2$ ) воздухообмен составлял  $124 \text{ м}^3/\text{час}$ .

При воздухообмене, равном  $124 \text{ м}^3/\text{час}$ , перепады температур  $\Delta t_{p-z}$  со стороны широкого прохода не превышали  $3,2^\circ \div 3,8^\circ$  при  $\Delta t_{yx} \approx 10^\circ$ .

На рис. VI—17 показаны зарисовки потоков при той же расстановке печей, но когда приток осуществляется со стороны печей.

Тепловая струя, несмотря на незначительный объем притока —  $23,1 \text{ м}^3/\text{час}$ , оттесняется к среднему проходу. Образуются два кольца циркуляции. Большое количество тепла переносится в правую часть модели, где нет источников, вследствие чего температуры воздуха выравниваются в обеих половинах, перепад температур в рабочей зоне достигает  $17,4^\circ$  при  $\Delta t_{yx} = 20^\circ$ .

Увеличение воздухообмена, получаемого путем большего открытия отверстий, приводит к тому, что тепловые струи еще больше отклоняются (сдуваются) к противоположной стене.

При этом происходит настолько интенсивное перемешивание тепловых и приточных струй, что температура в рабочей зоне мало отличается от температуры уходящего воздуха.

Таким образом, если одна из продольных сторон цеха застроена (нет приточных отверстий), то, как показывают опыты, источники тепловыделений целесообразно размещать у этой стороны, обеспечив приток с противоположной. При таком взаимном расположении больше возможности получить перепад температур в рабочей зоне в  $5^\circ$ .

На рис. VI—18 показаны потоки, возникающие в модели, когда приток осуществляется через большие ворота с двух противоположных торцовых сторон. При этом ворота расположены в торцах на сторонах, свободных от источников.

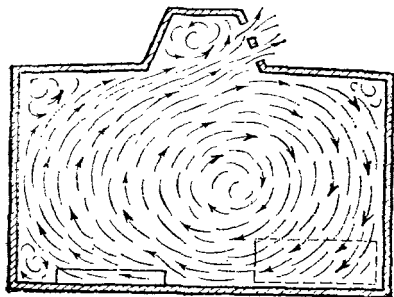


Рис. VI—18

Распределение  $\Delta t_{p.з} = t_{p.з} - t_n$  дано на рис. VI—19.

При объеме притока в  $71,6 \text{ м}^3/\text{час}$  перепад температур в рабочей зоне составлял  $\Delta t_{p.з} = 2,9^\circ$ , а общий перепад температур  $\Delta t_{yx} = 12,3^\circ$ . Удельный воздухообмен в  $4000 \text{ м}^3/\text{час м}^2$ . Это один из весьма хороших способов организации воздухообмена при аналогичной расстановке теплоисточников.

На рис. VI—20 показаны потоки воздуха, когда приток поступает через створки обеих сторон. Тепловые струи несколько препятствуют струям приточного воздуха, поступающим слева. Поэтому струи, вливающиеся справа и свободно развивающиеся, отклоняют тепловую струю, прижимая ее к левой стенке.

При расходе воздуха  $42,5 \text{ м}^3/\text{час}$  перепад температур в рабочей зоне равнялся  $11,9^\circ$ , при общем перепаде температур  $14,9^\circ$ . Удельный воздухообмен  $4800 \text{ м}^3/\text{час м}^2$ .

Чтобы получить перепад  $\Delta t_{p.з} = 5^\circ$ , необходимо было бы воздухообмен, при том же количестве тепла, увеличить приблизительно в 2,4 раза, доведя его до  $42,5 \cdot 2,4 \approx 100 \text{ м}^3/\text{час}$ .

В холодное время года естественный приток неподогретого воздуха обычно подается через створки на высоте 5—6 м от пола. На рис. VI—21 показаны притоки, возникающие в этом случае. Опускающаяся струя разветвляется у пола и образует два кольца циркуляции. В правой стороне модели (в правом обособленном кольце циркуляции) наблюдаются перепады температур примерно в 2 раза меньше, чем в остальной части модели.

Из различных вариантов организации воздухообмена при одностороннем боковом расположении источников тепловыделений наилучшими являются подача воздуха через двое ворот в тор-

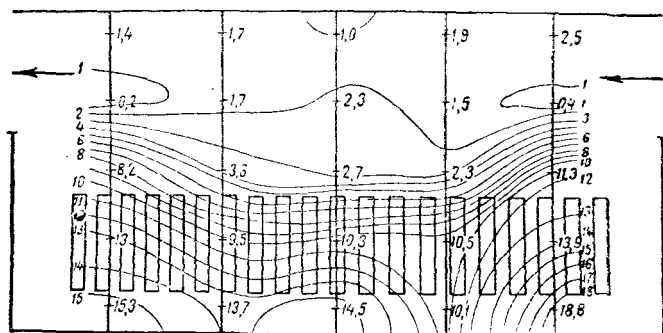


Рис. VI—19

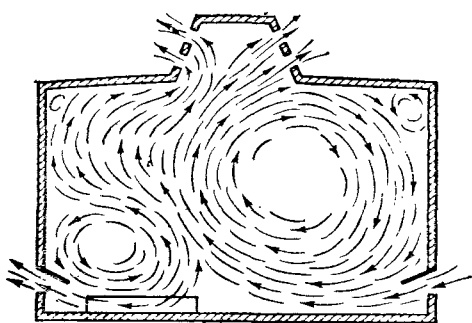


Рис. VI—20

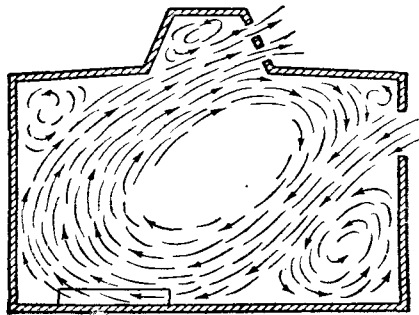


Рис. VI—21

цовых стенах и подача притока со стороны, противоположной источникам.

На рис. VI—22 показаны зарисовки потоков, когда источники тепловыделений занимают среднюю часть, а приток происходит из отверстий в противоположных стенах.

Когда объемы притока, подаваемого с каждой стороны, равны, ось тепловой струи вертикальна и является осью симметрии образующихся двух колец циркуляции.

При воздухообмене, равном  $207 \text{ м}^3/\text{час}$  (удельный воздухообмен  $3730 \text{ м}^3/\text{час м}^2$ ), перепад температур воздуха в рабочей зоне равнялся  $3^\circ$ ,  $\Delta t_{yx} \approx 6,9^\circ$ .

Чтобы получить диктуемый нормами  $\Delta t_{p,z} = 5^\circ$ , воздухообмен можно было бы уменьшить в отношении  $5:3 = 1,66$  раза, то есть до  $125 \text{ м}^3/\text{час}$ .

На рис. VI—23 представлены потоки, когда источники расположены посередине, а приток поступает с одной стороны — справа.

Под влиянием притока тепловые струи смещаются влево. Если количество движения приточных струй оказывается недоста-

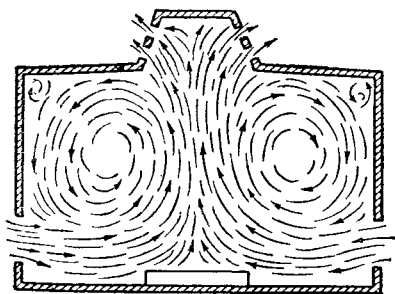


Рис. VI—22

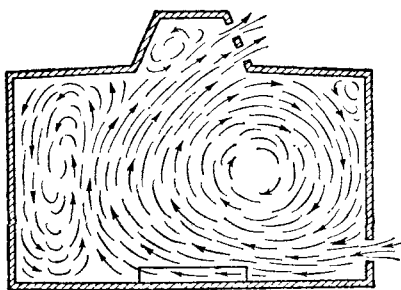


Рис. VI—23

точным, чтобы прижать тепловую струю к стенке, то образуются два кольца циркуляции (более вялая циркуляция наблюдается в левом кольце).

Такая картина наблюдается при воздухообмене в модели, равном  $42 \text{ м}^3/\text{час}$ . При этом температуры воздуха практически выравниваются в обоих проходах (за исключением полосок против проемов). Перепад температур  $\Delta t_{p.з} = 15,8^\circ$ .

При увеличении воздухообмена до  $138,5 \text{ м}^3/\text{час}$  тепловые потоки были отжаты к стенке, вследствие чего перепады температур здесь значительно выше, чем на противоположной стороне. На стороне притока они колеблются от  $5,2$  до  $8,2^\circ$ , а на противоположной стороне, куда отклоняются тепловые струи, — от  $9,2$  до  $14,6^\circ$ . Среднее значение  $\Delta t_{p.з} = 9,1^\circ$ . Удельный воздухообмен составил  $6 \text{ 230 м}^3/\text{час м}^2$ .

Зарисовка потоков при двустороннем расположении источников тепловыделений и притоке с двух сторон представлена на рис. VI—24. Тепловые струи смещаются и, сливаясь, поднимаются над средним проходом. Сюда же, к среднему проходу, устремляются и приточные струи; вследствие этого здесь, в среднем проходе, в рабочей зоне наблюдаются меньшие перепады температур, чем у стен (не против окон; а против простенков). При воздухообмене, равном  $38 \text{ м}^3/\text{час}$ , наблюдалось  $\Delta t_{p.з} = 14,8^\circ$ .

Чтобы получить перепад  $\Delta t_{p.з} = 5^\circ$ , воздухообмен нужно было бы увеличить примерно в 3 раза, до  $114 \text{ м}^3/\text{час}$ .

Когда добавляется приток через ворота в торцовых стенах, то при воздухообмене в  $79 \text{ м}^3/\text{час}$  избыточные температуры в среднем проходе колеблются от  $2,3$  до  $7^\circ$ . Средний перепад температур воздуха в рабочей зоне равняется  $11,1^\circ$ . На рис. VI—25 представлены потоки при двустороннем расположении источников тепла (с широким проходом посередине) и притоком воздуха с одной стороны.

Наиболее высокие перепады температур оказываются в среднем проходе и в проходе у стенки, куда сдуваются тепловые струи. При воздухообмене в  $36 \text{ м}^3/\text{час}$   $\Delta t_{p.з} = 17,7^\circ$ .

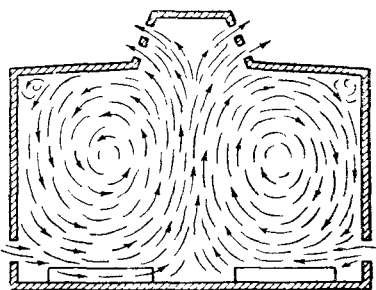


Рис. VI—24

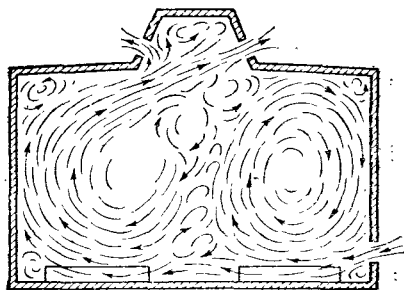


Рис. VI—25

При некоторых условиях в цехах с источниками тепла образуются две зоны по высоте помещения с автономными в них циркуляциями потоков.

Как известно, у нагретого тела в среде, имеющей более низкую температуру, возникает тепловая струя. Поднимаясь, она увлекает в движение окружающий воздух; за счет этого масса ее увеличивается, а скорость движения и температура уменьшаются. В замкнутом объеме с теплопроводными стенками струя, достигнув перекрытия, растекается по нему и возвращается к источнику, возмещая непрерывно всплывающие над источником порции воздуха. Таким образом возникает и поддерживается циркуляция воздуха. Наличие теплоисточника вызывает нарушение равновесия воздуха во всем объеме.

Температурное поле формируется преимущественно в результате распространения, циркуляции и взаимодействия тепловых (конвективных) и приточных (организованных и неорганизованных) струй и в меньшей степени — стоков. Следовательно, формирование температурного поля зависит от начальных параметров всех струй и главным образом тепловых и приточных и от их количеств движения, от размещения источников и формы помещения, в котором развиваются струи.

В цехах с источниками тепла температурное поле характеризуется более высокой температурой сверху по сравнению с нижним уровнем. Струйка нагретого воздуха стремится подняться вверх; на этом пути ей приходится сталкиваться и взаимодействовать с другими струйками, обмениваясь с ними теплом. Поэтому частица или продолжает восхождение, или прекращает его, или даже начинает опускаться вниз (опрокидываться), если под действием местной струйки примет температуру меньшую, чем на данном уровне.

Особенность температурного поля, создаваемого единичным источником тепла в замкнутом объеме (без воздухообмена) с теплопроводными стенками, изучал Е. В. Кудрявцев. Он проделал следующий опыт. В комнате, окно и дверь в которую теплоизолированы, был подвешен плоский электронагреватель мощностью до 5 квт, который мог быть помещен в центре или в одном из углов ее на различной высоте от пола. Температуры воздуха на различных уровнях по высоте комнаты измерялись на двух вертикалях (по десяти термомпар на каждой), помещенных на одинаковых высотах. Одна вертикаль вблизи нагревателя, другая — в наибольшем удалении от него.

Термомпары, подвешенные на одинаковых высотах от пола, показали одну и ту же температуру, что указывало на изотермичность горизонтальных сечений. Кроме того, на высоте нижнего края нагревателя в плавном ходе температуры воздуха по высоте обнаружился значительный температурный скачок. При изменении положения нагревателя в центре или в углу, при изме-

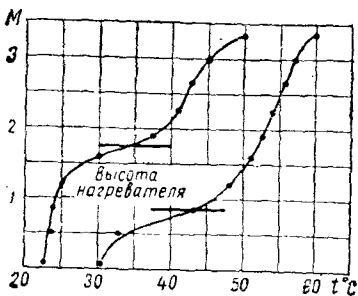


Рис. VI—26

ло к повышению температуры во всем объеме. Если нагреватель установить на полу, то циркуляция (сложное конвективное перемешивание) охватит всю высоту помещения — от нижнего края нагревателя до перекрытия.

На рис. VI—26 показано изменение температур воздуха (по высоте комнаты), когда нагреватель находился на 0,75 м и на 1,75 м от пола. На рисунке видно, что с перемещением источника по высоте температурный скачок следует за источником.

При действии вентиляции, когда приток воздуха производился на уровне нагревателя и был направлен горизонтально, а вытяжка осуществлялась у пола, температурный слой не только не разрушался, но еще более стабилизировался. Этому промежуточному слою, разделяющему нижнюю и верхнюю зоны, с резким изменением температур. Е. В. Кудрявцев, впервые его наблюдавший, дал название «температурное перекрытие». Оно как бы отделяло верхнюю зону от нижней и позволяло вентилировать в основном только последнюю. При такой частичной вентиляции «система приточно-вытяжных отверстий должна размещаться в пределах рабочей зоны и не вносить в вентилируемый объем больших количеств движения воздуха вертикального направления, нарушающих устойчивость температурного перекрытия»<sup>1</sup>.

В 1957 году, а затем повторно в 1960 году мы исследовали распределение температур воздуха в стеклодувной завода стеклянной и оптической игрушки.

Стеклодувное отделение, где выдуваются стеклянные игрушки (елочные украшения), расположено в одноэтажном здании площадью  $10 \times 18$  м<sup>2</sup>, высотой 5 м. В помещении установлено 6 рабочих столов и на них 56 горелок (рис. VI—27), температура пламени 1200°. Стеклодувная оборудована механической приточной и естественной вытяжной вентиляцией. Приток подается двумя осевыми вентиляторами через воздуховоды, размещенные под

нени высоты подвеса нагревателя и различной его мощности температурный скачок совпадал с уровнем нагревателя.

Когда нагреватель находился на некоторой высоте над полом, без явного воздухообмена в комнате, температура воздуха ниже нагревателя оставалась почти постоянной и воздух в конвективное движение почти не вовлекался. Выше этого уровня, наоборот, наблюдалось сложное конвективное перемешивание (циркуляция), которое приводило

<sup>1</sup> Кудрявцев Е. В. Частичная вентиляция больших промышленных и общественных помещений // Изв. АН СССР. Отд. техн. наук. — 1948. — № 3.

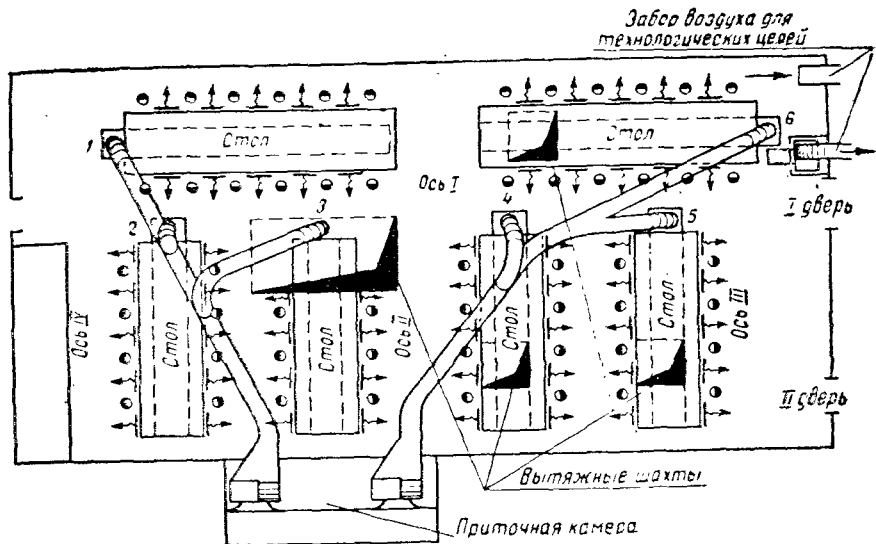


Рис. VI—27. План стеклодувного отделения

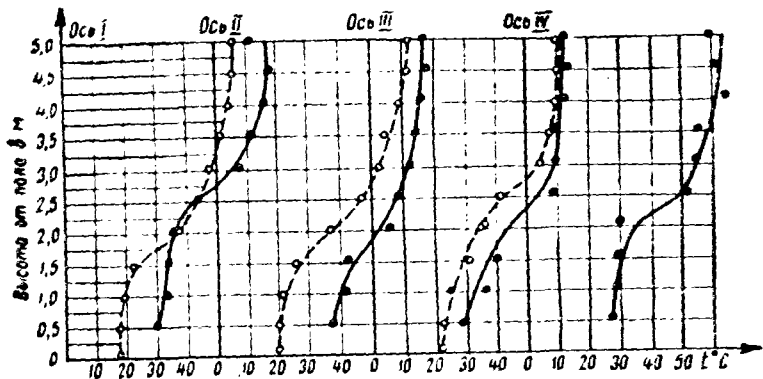
столами. Выпуск воздуха рассеянный, через приточные панели в столах между рабочими местами. Приточные струи расстилаются по полу. Вытяжка через четыре шахты. Механический приток составлял  $24\,600 \text{ м}^3/\text{час}$ , а естественная вытяжка через шахты, летом, по данным испытания, —  $53\,400 \text{ м}^3/\text{час}$ . Возмещение вытяжки происходило через открытые двери.

Расход газа по счетчику составлял  $95 \text{ м}^3/\text{час}$  (теплотворная способность газа около  $7\,000 \text{ ккал}/\text{м}^3$ ), а тепловыделения согласно воздушно-тепловому балансу помещения — от  $540\,000$  до  $570\,000 \text{ ккал}/\text{час}$ . Так как стеклодувы работают сидя, то основная рабочая зона расположена на высоте  $1,25 \text{ м}$  от пола.

На рис. VI—28 показано распределение температур по высоте стеклодувной (измерения производились в марте 1957 года и в июле 1960 года). В обоих случаях на высоте  $1,5\text{--}2,0 \text{ м}$  от пола наблюдается скачок температуры, достигающий  $15\text{--}20^\circ$ . Несмотря на то что исследования проводились через три года, характер температурных кривых остался прежним.

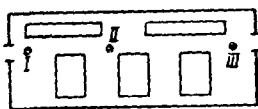
Наличие скачка указывает, что и в данном случае образуется температурное перекрытие, хотя организация воздухообмена здесь иная: приток у пола, а вытяжка вверху, в перекрытии.

Температурное перекрытие было получено И. А. Шепелевым в плоской модели горячего цеха, размером  $712 \times 270 \text{ мм}$  и высотой  $410 \text{ мм}$ . Нагревателем служили две электроплитки. Приток осуществлялся через отверстия в противоположных стенках у пола и вытяжкой через фонарь. Количество тепла, сообщаемого в модель,  $300 \text{ вт}$ .



испытание в марте  
1957 года

••• — — — Оси

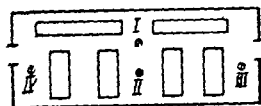


$t_{ух} = 60^\circ$

$t_{р,з} = 23^\circ$

испытание в июле  
1960 года

••• — — —



$t_{ух} = 65^\circ$

$t_{р,з} = 35^\circ$

$t_{лр} = 27^\circ$

$t_{н} = 23,2^\circ$

Рис. VI—28. Изменение температур по высоте стеклодувного отделения

Температурное перекрытие было получено нами на отсеке модели корпуса электролиза алюминия. Корпус представляет двухэтажное здание длиной 588 м, шириной 27 м. Высота первого (вспомогательного) этажа 4 м, второго — 21,55 м. Расположение электролизеров двухрядное. Тепловыделения в корпусе 30 000 000 ккал/час, из них около половины приходится на первый этаж. Приточный воздух входит через створки в стенах первого этажа и далее проходит через решетки в перекрытии во второй, рабочий этаж. Общая ширина решеток в поперечном сечении корпуса 7 м, а живое сечение решеток составляет около 20% площади пола.

На рис. VI—29 изображен поперечный разрез корпуса и показаны избыточные температуры воздуха, а также схема потоков при  $Q_{нзб} = 30\,000\,000$  ккал/час, и воздухообмене  $L' = 5\,000\,000$  м<sup>3</sup>/час. Резкий скачок избыточной температуры, равный 9° (с 8,1 до 17,1°), наблюдается на высоте 4—6 м от пола в интервале 2 м высоты; на протяжении 4 м нижней зоны изменение температуры воздуха происходит всего на 1°, а в верхней зоне на протяжении 13 м — на 3,5°.

В данном случае температурное перекрытие образовалось в результате явной встречи воздушных фронтов циркулирующих и



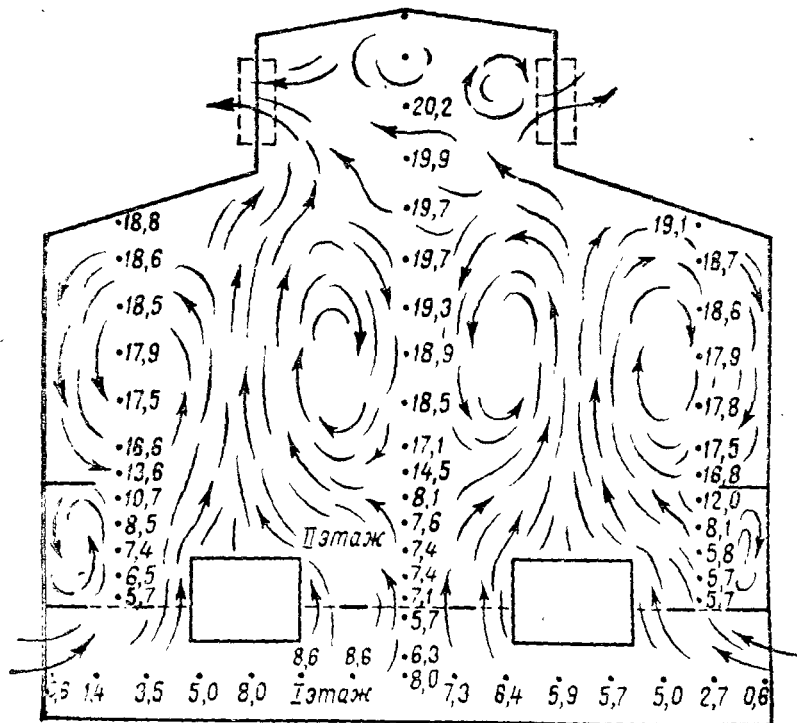


Рис. VI—29. Распределение температур по высоте цеха при механической вытяжке и естественном притоке через первый этаж при:

$$Q_{\text{изб}}^{\text{общ}} = 30\,000\,000 \text{ ккал/час}; Q_{\text{изб}}^{\text{I}} = 11\,800\,000 \text{ ккал/час}; L = 5\,100\,000 \text{ м}^3/\text{час}; \Delta t_{\text{yx}} = 21^\circ \text{ C}; \Delta t_{\text{p.з}} = 7.4^\circ \text{ C}$$

При постоянном количестве тепла и изменяющемся воздухообмене изменение температур по высоте (на той же модели) показано на рис. VI—30.

Как видно из рисунка, по мере увеличения воздухообмена ( $Q = \text{const}$ ) уровень температурного перекрытия над полом несколько увеличивается, избыточные температуры  $\Delta t_{\text{yx}}$  и  $\Delta t_{\text{p.з}}$  понижаются. Скачок температур сглаживается, и когда он становится равен или меньше  $5^\circ$ , температурное перекрытие исчезает.

Если источник тепла находится на полу помещения, то циркуляционное кольцо охватывает всю высоту.

На рис. VI—29 изображена циркуляция, когда в среднем проходе между электролизерами приток поступает через три решетки: две у электролизеров и одна посередине.

В случае отсутствия средней решетки циркуляция несколько меняется.

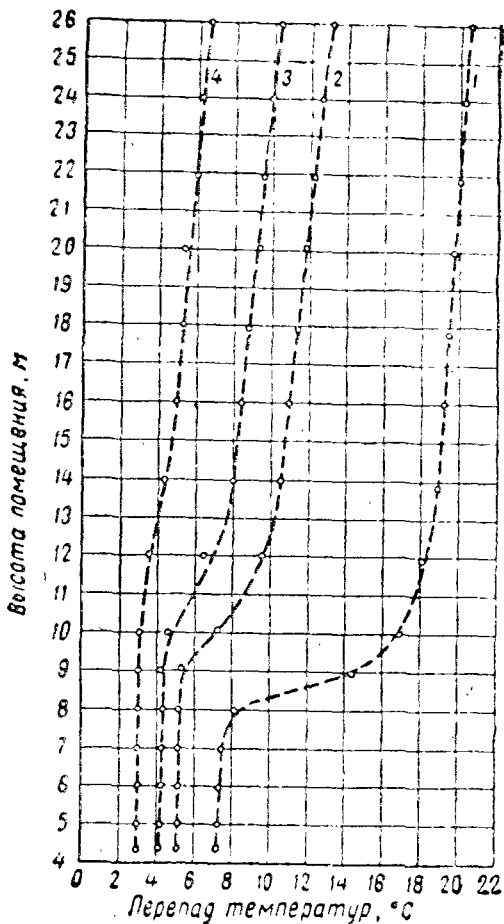


Рис. VI—30. Изменение перепадов температур воздуха по высоте над средним проходом при различных объемах механической вентиляции:

- 1 — 5 100 000 м³/час
- 2 — 7 000 000 м³/час
- 3 — 10 000 000 м³/час
- 4 — 13 000 000 м³/час

ккал/час и влаговыделений от 679 кг/час до 878 кг/час. Приток, рассеянный с высоты 0,5—1,5 м, направлен на пол, по которому он радиально растекался.

Изменение перепадов температур и влагосодержаний представлено на рис. VI—33.

Из этого опыта следует, что если конвективная струя увлекает пары, газы или высокодисперсную пыль, то вместе с температур-

При небольшом воздухообмене (4 000 000 м³/час на 30 000 000 ккал/час) наблюдается температурное перекрытие со встречными потоками (рис. VI—31); при увеличении воздухообмена до 11 000 000 м³/час температурное перекрытие исчезает, а циркуляционное кольцо распространяется до пола помещения (рис. VI—32).

В модели, несколько измененной по размерам при однорядном расположении электролизеров и притоке через сплошные ленты створок ( $h=1,2$  м), в продольных стенах второго этажа на высоте 0,58 м от пола температурное перекрытие также имело место. При  $Q_{изб} = 23 000 000$  ккал/час и  $L' = 4 700 000$  м³/час разность температур  $\Delta t_{yx} - \Delta t_{p,z} = 10^\circ$  при  $\Delta t_{p,z} = 7^\circ$ .

Следует сказать еще об одном случае, когда имело место температурное перекрытие при моделировании помещения с избытками тепла и влаги. Количество избыточного тепла (в том числе тепла водяных паров) от 500 000 ккал/час до 690 000

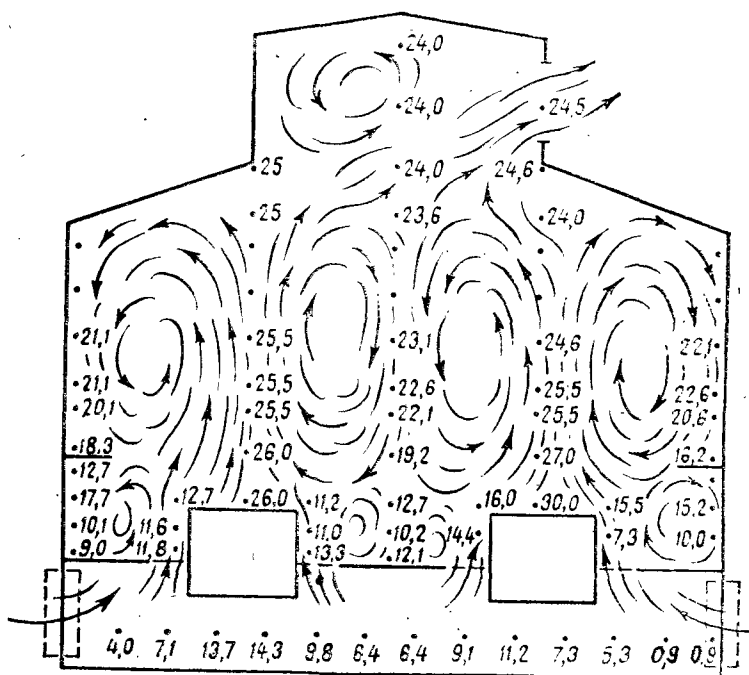


Рис. VI—31. Распределение температур по высоте цеха при механической вытяжке и естественном притоке через первый этаж при:

$$Q_{изб}^{Общ} = 30\,000\,000 \text{ ккал/час}; Q_{изб}^I = 14\,400\,000 \text{ ккал/час}; Q_{изб}^{II} = 15\,600\,000 \text{ ккал/час};$$

$$L = 4\,000\,000 \text{ м}^3/\text{час}; \Delta t_{yx} = 24,5^\circ \text{ C}; \Delta t_{p,z} = 10,7^\circ \text{ C}; \Delta t_{resh} = 11,8^\circ \text{ C}$$

ным скачком будут наблюдаться и скачки концентраций этих веществ.

Благоприятным условием для реализации температурного перекрытия является устойчивость тепловых струй. Такими условиями служат высокая температура поверхности источников тепла и отсутствие внутренних и внешних потоков, способных сбить, рассеять или опрокинуть тепловую струю. Неблагоприятные условия могут создаваться в результате задувания ветра через наветренные створки в стенах и в фонарях, открывания ворот, несоответствующей организации воздухообмена (например, из-за сосредоточенной подачи воздуха, приводящей к выравниванию температур и концентраций по высоте, подачи воздуха сверху вниз и т. п.).

Исследование показывает, что температурное перекрытие поддерживается при разности температур  $\Delta t_{yx} - \Delta t_{p,z} \geq 5^\circ$ . При меньшей разности температур оно разрушается.

В закрытом помещении (без воздухообмена) уровень температурного перекрытия над полом соответствует нижнему краю

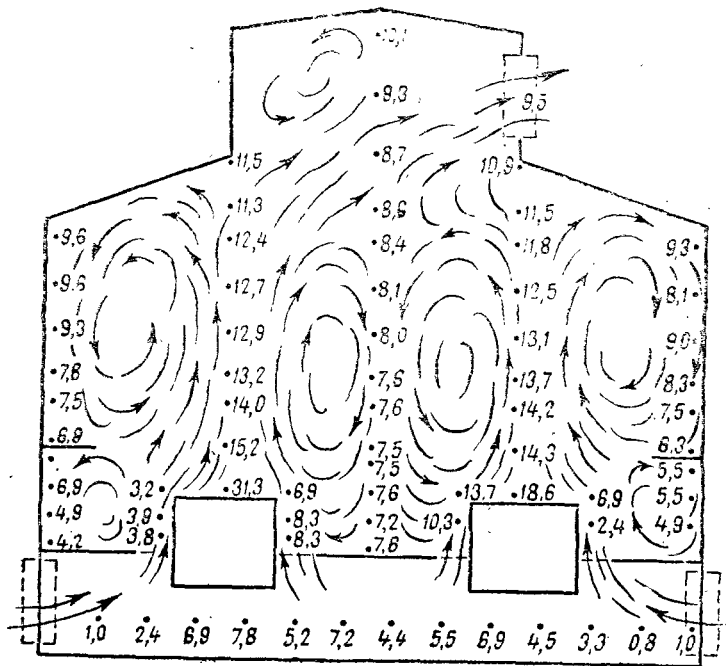


Рис. VI—32. Распределение температур по высоте цеха при механической вытяжке и естественном притоке через первый этаж при:

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{изб}}^{\text{общ}} &= 30\,000\,000 \text{ ккал/час}; Q_{\text{изб}}^{\text{I}} = 14\,200\,000 \text{ ккал/час}; Q_{\text{изб}}^{\text{II}} = \\
 &= 15\,800\,000 \text{ ккал/час}; L = 11\,000\,000 \text{ м}^3/\text{час}; \Delta t_{\text{yx}} = 9,5^\circ \text{С}; \Delta t_{\text{p.з}} = 6^\circ \text{С}; \\
 &\Delta t_{\text{реш}} = 4,5^\circ \text{С}
 \end{aligned}$$

нагревателя. При воздухообмене уровень температурного перекрытия несколько повышается над верхом источника, это сопровождается уменьшением скачка температуры и уменьшением  $\Delta t_{\text{p.з}}$ . Существенное значение имеет высота источника над полом. Вместе с уровнем источника поднимается и уровень температурного перекрытия.

При увеличении воздухообмена при  $Q_{\text{изб}} = \text{const}$  уменьшается  $\Delta t_{\text{yx}}$ , а также и  $\Delta t_{\text{p.з}}$ , но темпы уменьшения различны: темп уменьшения  $\Delta t_{\text{yx}}$  при  $Q_{\text{изб}} = \text{const}$  обратно пропорционален воздухообмену  $L$ , темп изменения  $\Delta t_{\text{p.з}}$  значительно медленнее.

Высота расположения приточных отверстий над полом слабо сказывается на увеличении высоты температурного перекрытия над полом. По мере увеличения высоты расположения отверстий при  $Q = \text{const}$  воздухообмен несколько уменьшается, вследствие этого соответственно увеличивается  $\Delta t_{\text{yx}}$  и значительно увеличивается  $\Delta t_{\text{p.з}}$  и все это способствует быстрому разрушению температурного перекрытия. Для стабилизации температурного пере-

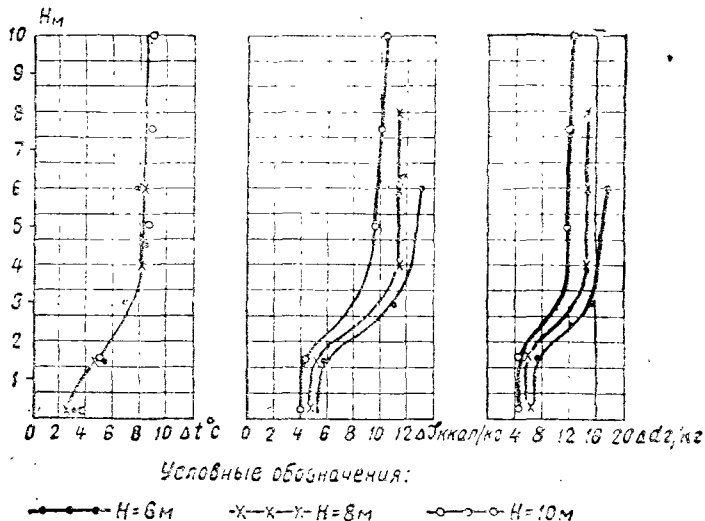


Рис. VI—33. График изменения  $\Delta t^\circ C$ ,  $\Delta J$  ккал/час и  $\Delta \alpha$  г/кг по высоте, при различных высотах здания:

$$L=54\,000 \text{ м}^3/\text{час}; \quad \frac{Q}{V} \approx 770; \quad \tau_a \approx 80^\circ \text{C}$$

крытия приточный воздух лучше всего подавать ниже верха источника, а если позволяют условия, то непосредственно у пола.

Как влияет на температурное перекрытие относительная ширина помещения  $v/H$  ( $v$ —ширина,  $H$ —высота)? По тем небольшим опытам, которые были поставлены с этой целью, можно сказать, что увеличение ширины при прочих одинаковых условиях вызывает некоторое уменьшение скачка температур  $\Delta t_{vx}$ — $\Delta t_{p-z}$ .

В замкнутой модели и в помещении с теплопроводными ограждениями (без воздухообмена) циркуляция охватывает всю высоту помещения от источника до перекрытия со скачком температуры на уровне источника.

При воздухообмене высота температурного перекрытия несколько повышается над источником, примерно пропорционально отношению

$$K \frac{L^{2/5}}{Q^{1/5}},$$

где  $L'$ —воздухообмен,  $\text{м}^3/\text{час}$ ,  $Q$ —количество избыточного тепла,  $\text{ккал/час}$ , и  $K$ —коэффициент пропорциональности.

При наличии температурного перекрытия при воздухообмене картина циркуляции такова: вливающиеся через приточные отверстия струи направляются к источнику тепла — к тепловой струе,

На этом пути часть воздуха поворачивает обратно в направлении к приточному отверстию, чтобы питать приточную струю; тепловая струя достигает вытяжных отверстий, часть ее, равная количеству поступившего наружного воздуха, уходит наружу, а присоединившаяся по пути масса поворачивает вниз, и здесь на встрече фронта циркулирующих тепловых струй и фронта приточных струй и образуется температурное перекрытие.

Таким образом, расслоение с образованием температурного перекрытия является естественным состоянием температурного поля при сравнительно небольших значениях отношений воздухообмена к  $Q_{изб}$ .

В производственных условиях температурное перекрытие может реализоваться в цехах, где работа ведется с открытым пламенем. Это прежде всего на электрозаводах, во всякого рода стеклодувных производствах, в производствах стеклянных изделий — бутылочек, банок и т. п. — при правильной организации воздухообмена (притоке внизу с небольшими скоростями и вытяжке вверх). Спокойный приток, который не нарушает устойчивости тепловых струй, обусловлен здесь самой технологией (не возбуждать колебания пламени горелок).

Существование температурного перекрытия, как уже говорилось, будет поддерживаться, пока разность  $\Delta t_{yx} - \Delta t_{p.з}$  будет равна или больше  $5^\circ$ , и скачок будет тем больше, чем меньше воздухообмен.

В других производствах и горячих цехах, по-видимому, нет достаточных условий (при  $\Delta t_{yx} - \Delta t_{p.з} > 5^\circ$ ) для реализации температурного перекрытия.

Исследование температурного поля в производственном помещении (кузнице автозавода) с неустойчивым тепловым режимом производил инженер Е. Т. Осипов. Измерение температур воздуха производилось с мостового крана при помощи термометров сопротивления, которые спускались на проводах. Измерения производились, начиная от пола через полметра по высоте. Выше крана термометры поднимались на шесте. Снимались поля в поперечном сечении цеха, отстоящем на 42,5 м от торца здания. В выбранном сечении вошло характерное оборудование цеха: две камерные кузнечные печи типа Роквелла, два молота и пресс. Печи работали на нефти.

Результаты замеров оформлены в виде изотерм, проведенных в поперечном сечении цеха. Изотермы показывают на отсутствие закономерного повышения температур по высоте. Распределение температур соответствует характеру возникающих воздушных потоков. Расположение изотерм ясно указывает направление вливающих потоков наружного воздуха; потоки направляются к полу и оттесняют изотермы, особенно резко у наветренной стены. Изотермы располагаются здесь почти параллельными вертикальными линиями, перпендикулярными к направлению токов воздуха. У противоположной (заветренной) стены более слабый

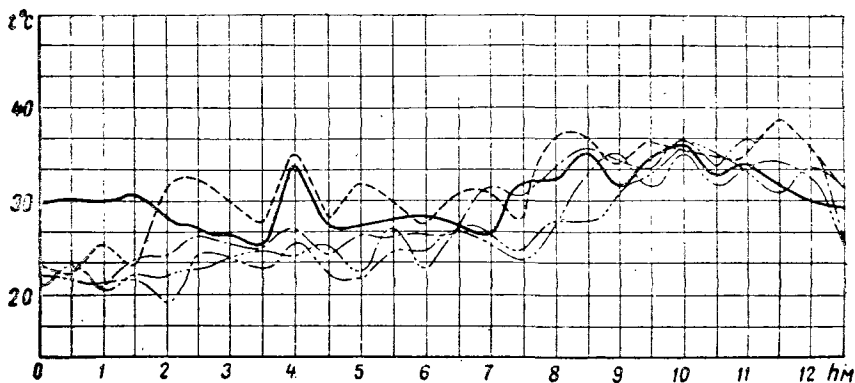


Рис. VI—34. Изменение температур в штамповочной кузнице по высоте помещения при естественном ее вентилировании

приток, и там это выражено не так ясно. Изотермы, снятые во время обеденного перерыва ввиду отсутствия интенсивных тепловыделений в это время, располагаются более равномерно, приближаясь к горизонтальным прямым.

Результаты замеров изображены в виде кривых изменения температур по высоте цеха. Над печью типа Роквелла ясно выражено падение температуры с высотой.

Линия замеров расположена над печью, и, естественно, температура восходящего теплового потока с высотой падает. Резкие колебания температуры объясняются тем, что измерения производились строго по вертикали, а тепловой поток вследствие ряда случайных причин мог отклоняться.

Там, где точки замеров удалены от источников тепла, наблюдается определенное повышение температуры по высоте. Все полученные в опытах кривые (рис. VI—34) совмещены. Несмотря на причудливый характер их течения, все они укладываются в довольно узкой области. Это и дало повод говорить о равномерном повышении температуры воздуха по высоте горячих цехов; температурного перекрытия здесь не наблюдается.

## Глава VII. ИЗБЫТОЧНОЕ ТЕПЛО

В производственных помещениях источники, выделяющие тепло, чрезвычайно разнообразны. Тепло выделяется промышленными печами, сушилами и иным оборудованием, в котором сжигается топливо, подводится тепло (пар, электроэнергия и т. д.), вырабатывается энергия (собственные тепловые потери двигателей, тепло работы сил трения). Тепло нагретых изделий, паропроводов и пр., солнечная радиация, источники искусственного освещения также могут образовывать избытки тепла в помещении. Наименьшее количество тепла исходит от людей.

С громадными избытками тепла приходится встречаться в металлургической промышленности (цехи доменные, мартековские, бессемеровские, прокатные, парогенераторные, фабрики агломерационные, шамотодинасовые и др.), в машиностроительной (кузницы, термические, литейные и другие цехи), в химической (печные и другие цехи), в энергетической (котельные и машинные залы), в легкой промышленности (красильно-отделочные фабрики, стекольные, сахарные заводы и т. д.).

За расчетное количество тепла, которое должно учитываться при определении воздухообмена, принимается общее количество тепла, выделяемое одновременно всеми источниками. Из этого количества следует вычесть потери тепла внешними ограждениями и изделиями, удаляемыми из цеха в нагретом состоянии.

Наиболее надежным путем для установления расчетного количества вредностей вообще и тепла в частности является экспериментальное определение теплового баланса помещения<sup>1</sup>. Такой баланс нужно определять по возможности при установившемся тепловом состоянии помещения. Тогда общее количество тепла, выделяемого в цех, будет состоять из тепла, сообщенного воздуху, за вычетом тепла, потерянного внешними ограждениями. По-

<sup>1</sup> В производствах с односторонней работой для получения достоверного теплового баланса исследование следует производить не в первые дни после выходных и не в первые часы работы.

В цехах с массивным оборудованием в указанное время может происходить аккумуляция тепла оборудованием и строительными ограждениями, вследствие чего будут получены преуменьшенные цифры.



следнее подсчитывается по известным формулам теплопередачи при измеренных температурах внутри и вне помещения.

В некоторых случаях представляется возможным пользоваться имеющимися на заводах или опубликованными в литературе данными тепловых испытаний теплопотребляющего оборудования.

### § 30. Тепловые балансы

Ниже приводятся тепловые балансы и данные для характерного оборудования мартеновских, термических цехов, кузниц, прокатных, чугунолитейных цехов, котельных и машинных залов.

В мартеновских цехах при твердой завалке в печи при доменном или коксовом газе (с теплотворной способностью в  $1\,800\text{ ккал/м}^3$ ) на 1 т стали расходуется тепла от 600 до 900  $\text{м}^3/\text{т}$ , то есть от 1 до 1,6 млн.  $\text{ккал/т}$ .

На чистом и холодном коксовом газе с калорийностью  $4\,000\text{ ккал/м}^3$  расходуется тепла  $300\text{--}400\text{ м}^3/\text{т}$ , то есть от 1,2 до 1,6 млн.  $\text{ккал/т}$ ; на мазуте — около  $150\text{ кг/т}$ , или 1,65 млн.  $\text{ккал/т}$ ; на каменном угле, загружаемом в газогенератор,  $1,4\text{--}2,1$  млн.  $\text{ккал/т}$ . Тепловые балансы мартеновской печи приводятся в табл. VII—1.

Таблица VII—1

Приход тепла	%	Расход тепла	%
Тепло топлива . . . . .	100	Тепло выпущенной стали от 12 до 26% в среднем . . . . .	16
Экзотермические реакции металлургического процесса от 5 до 13% в среднем . . . . .	9	Тепло спущенных шлаков 3—7% в среднем . . . . .	4
		Лучеиспускание печи, унос тепла охлаждаемой водой и эндотермические реакции 32—50% в среднем . . . . .	44
		Тепло дымовых газов 30—50% в среднем . . . . .	45
<b>Итого . . . . .</b>	<b>109</b>	<b>Итого . . . . .</b>	<b>109</b>
От горения мазута . . . . .	81,8	Тепло, унесенное сталью . . . . .	20
От реакции окисления . . . . .	16,0	» » шлаком . . . . .	4,9
От шлакообразования . . . . .	1,2	На восстановление железа . . . . .	1
От материала и воздуха . . . . .	1,0	На разложение известняка . . . . .	1,8
		На испарение воды . . . . .	0,5
		С уходящими газами . . . . .	18,7
		На охлаждение рам и барабана . . . . .	4,6
		С выбивающим пламенем . . . . .	13,4
		На лучеиспускание, потери через стенки и т. д. . . . .	35,1
<b>Итого . . . . .</b>	<b>100</b>	<b>Итого . . . . .</b>	<b>100</b>

При горячей завалке в печь (расплавленный чугун) расход топлива сокращается на 10—20%. Таким образом, на 1 т стали расходуется 1,3—1,5 млн. ккал/т; из них, если болванки остывают в цехе, в воздух последнего выделяется количество тепла от 900 000 до 1 000 000 ккал/т<sup>1</sup>. При испытании мартеновского цеха на заводе «Серп и молот» (Москва) по воздушно-тепловому балансу получены цифры этого же порядка.

Из баланса видно, что тепло, заключающееся в расплавленной стали, составляет 16—20% (теплосодержание расплавленной стали при  $t=1350^\circ$  равно 220 ккал/кг). Если охлаждение болванок происходит в другом помещении, то соответствующие количества тепла должны быть отнесены к этому помещению.

В современных мартеновских печах большой производительности удельный расход тепла при емкости печи 250 т составляет 850 000 ккал/т, а при емкости 500 т — 750 000 ккал/т<sup>2</sup>.

Тепловой баланс 500-тонной печи:

Расход тепла:	
на нагревание металла . . . . .	28,23%
» » шлака . . . . .	5,44%
Потери тепла:	
в результате излучения . . . . .	12,24%
через кладку . . . . .	6,45%
по верху печи . . . . .	3,17%
по низу печи . . . . .	3,28%
на аккумуляцию и выбивание с дымовыми газами . . . . .	9,66%
в результате неувязки . . . . .	2,50%

В термических цехах главнейшими источниками тепловыделений являются всякого рода печи и ванны для закалки, отжига, отпуска и цементации. Приведем тепловые балансы некоторых печей<sup>3</sup>.

Тепловой баланс нормализационной печи с толкателем. Получено от сгорания топлива 100%, из них на нагрев металла 27,4%, на потери с физическим теплом отходящих газов 32,2% и на потери от теплоотдачи кладки и пр. 40,4%.

Тепловой баланс отпускной печи с толкателем. Получено от сгорания топлива 100%, из них на нагревание металла 24,4%, на потери с физическим теплом отходящих газов 44,2% и на потери от теплоотдачи кладки и пр. 31,4%.

Тепловой баланс закалочной непрерывной печи с толкателем. Получено от сгорания топлива 100%, из них на нагрев металла 23,9%, на потери с физическим теп-

<sup>1</sup> Данные относятся к испытаниям 1941 года. По испытаниям ЦНИЛАСа, произведенным в 1950 году, количество тепла, выделяющегося в цех при горячей завалке и быстром удалении из цеха залитых изложниц, составляет 600 000—700 000 ккал на 1 т стали.

<sup>2</sup> Борнацкий И. И. Краткий справочник сталеплавильщика. — М.: Металлургиздат, 1962.

<sup>3</sup> Тепловое хозяйство промпредприятий. ОНТИ, 1934.

лом отходящих газов 37,8% и на потери от теплоотдачи кладки и пр. 38,3%.

Тепловой баланс большой отжигательной печи с выдвигным подом. Получено от сгорания топлива 100%, из них на нагрев металла 17,7%, на потери с физическим теплом отходящих газов 22%, на потери от химической неполноты сгорания 3,6% и на потери от теплоотдачи кладки и пр. 56,7%.

Продукты сгорания таких печей обычно отводятся через специально устроенные окна, находящиеся в перекрытии печи, а частью через загрузочные окна при разбавлении продуктов сгорания воздухом помещения до температуры 150°.

Приводимые в балансах данные показывают, что из тепла топлива на нагрев металла расходуется от 17 до 27%, с отходящими газами удаляется от 25 до 45% и потери в окружающую среду составляют от 31 до 57%.

Испытание, проведенное нами в термическом цехе (по воздушно-тепловому балансу), показало, что в атмосферу цеха выделяется до 55% тепла израсходованного в печах топлива.

В современных кузницах источниками тепла являются нагревательные печи, молоты, прессы. Нагревательные печи часто устраиваются без отводящих продукты сгорания бортов и труб с выпуском их при высокой температуре непосредственно в цех. Этим исключаются длительные простои печей под ремонтом, так как выходящая из строя печь отводится краном, а вместо нее ставится другая. Опыт показывает, что при правильном ведении процесса горения топлива и при правильной организации воздухообмена удается поддерживать в цехах вполне удовлетворительные санитарно-гигиенические условия воздушной среды.

При выпуске продуктов сгорания в цех при установившемся тепловом состоянии печи с достаточной для практических расчетов точностью можно считать, что все тепло топлива выделяется в воздух цеха. На нагрев в печи поковок расходуется примерно от 5 до 20% тепла топлива, но остывание их обычно происходит в цехе.

При наличии у нагревательных печей труб, отводящих продукты сгорания, от 30 до 55% тепла удаляется через эти трубы.

Ниже приведены тепловые балансы кузнечных печей (табл. VII—2 и VII—3).

Кроме печей, источником тепла является пар (в паровых молотах) в виде энергии, утечки пара и пара, расходуемого на обдувку поковок при штамповке. По данным инженера А. И. Карабина, «молоты в среднем расходуют 80 кг пара на 1 л. с. ч. мощности. В действительности эти расходы составляют 200—300 кг пара на 1 л. с. ч. При этих условиях КПД молота по отношению к расходу пара в лучшем случае равен 1,2%, а практически он равен 0,4%».

Таблица VII—2

Расход тепла	Нагревательные печи	Нагревательные трехкамерные печи	Нагревательные американские печи	Отжига-тельные X. Н. печи	Нагревательные печи
Тепло, использованное на нагрев металла, % . . . . .	7,5	8,5	6,35	12,45	14,8
Тепло, уносимое отходящими газами, % . . . . .	55,5	50,0	49,0	47,5	33,6
Химическая неполнота горения, % . . . . .	4,2	11,5	9,4	5,3	4,0
Прочие потери (теплоизлучение и т. д.), % . . . . .	32,8	30,0	32,25	34,75	45,6
	100%	100%	100%	100%	100%

Таблица VII—3

Наименование	Кузнечные печи		Металлические печи
Расход мазута, кг/час . . . . .	30—40	55—75	125—150
Число форсунок . . . . .	2	4	4
Производительность печи, кг/час . . . . .	200—280	500—950	2 000—2 300
Тепло топлива на нагревание поковок, % . . . . .	10—15	10—18	12—20
Потери тепла с отходящими газами, % . . . . .	30—40	35—40	30—40
Потери от химической и механической неполноты сгорания, % . . . . .	7—8	2—3	3,5—7
Потери тепла в окружающую среду, % . . . . .	43—48	40—53	35—50

Средние часовые расходы пара молотами в зависимости от веса их падающих частей приводятся в табл. VII—4.

Таблица VII—4

Наименование заводов	Вес падающих частей молота, т	Средний часовой расход пара, кг/час	
Имени Ленина	{	0,5	520
		3,5	3 070
		6,0	5 100
Эймуко (штамп)	{	0,75	505
		1,0	1 050
Балтийский	{	15,0	3 125
		20,0	3 800
Кировский	{	0,75	760
		2,0	920
Массей	{		

Потребное количество пара, расходуемого на кузницу, для паровых ковочных молотов можно грубо приближенно принять в 6,5 кг/кг поковки. Количество тепла, выделяемое паром, подсчитывается по разности теплосодержания, поступающего в молоты и отводимого от них:

$$i_n - i_k \approx 0,47 (t_n - t_k) \left[ \frac{\text{ккал}}{\text{кг}} \right].$$

Тепловыделения в литейных в пределах литейно-формовочного зала. Для мелкого литья количество тепла, выделяемого в первые часы заливки, 100 000 ккал/час на 1 т заливаемого металла.

Для среднего размера литья на сушку ковшей и форм тепловыделения достигают 200 000 ккал/час на 1 т заливаемого металла.

На участке выбивки выделяется тепла 60 000 ÷ 30 000 ккал/т час.

Для тяжелого литья, формирующегося в земле и остывающего в течение одних — пяти суток, тепловыделения на 1 т залитого металла 300 000—350 000 ккал/т.

Удельное значение источников (по данным В. В. Кучерука) в процентах приводится в табл. VII—5.

Таблица VII—5

Источники тепловыделений	Литейные		
	мелкие	средние	тяжелые
Металлы	94	39	10
Сушка форм и ковшей	1	55	84
Прочие	5	6	6

В конвейерных чугунолитейных мелкого и среднего литья все тепло, заключающееся в расплавленном чугуне и составляющее 290—300 ккал/кг, можно распределить по цехам ориентировочно так (в процентах):

Отделение заливки . . . . .	20—30
Охлаждающий тоннель . . . . .	10—12
Отделение выбивки . . . . .	25—35
В отделении земледелки с формовочной землей . . . . .	20—30
В обрубном отделении (или камере охлаждения) с чугуном . . . . .	3—4

На основании испытаний в конвейерных литейных тракторных заводов Московским институтом охраны труда были получены следующие данные о количествах и распределении тепла на 1 т выплавляемого металла (табл. VII—6).

Наименование отделения	Челябинский тракторный завод	Волгоградский тракторный завод	Подольский механический завод	Горьковский автомобильный завод
Заливки	51 000—55 000	} 100 000	53 000	32 000
Выбивки	73 000		82 000	74 000

Тепловые потери трансформаторов при коэффициенте мощности ( $\cos\varphi=0,8$ ) составляют

$$M(1 - \eta) 860,$$

где  $M$  (к $ва$ ) — мощность трансформатора;

$\eta$  — коэффициент полезного действия.

В табл. VII—7 приводятся данные о тепловыделениях в котельных и машинных залах ЦЭС и ТЭЦ<sup>1</sup>.

Таблица VII—7

Наименование агрегата	Тип	Нормальная производи- тельность	При изоляции на существующих ТЭЦ и ЦЭС		
			тепловыделе- ния I котла или турбоге- нератора. к $кал/час$	% к теллу топлива	к $кал/кг$ пара
Котел низкого дав- ления	—	40 $m/час$	760 000	2,29	19,0
		60 »	960 000	1,92	16,0
		90 »	1 260 000	1,68	14,0
	Т. К. П. 1	120 »	1 380 000	1,38	11,5
		Т. К. П. 2	160 »	1 570 000	1,18
	—	6 $мвт$	190 000	31,8	5,9
Турбогенератор конденсацион- ный	Т. Н. 65 А. Н. 25-2 В. Т. 50-1 В. К. 100-1	12 »	285 000	23,7	4,75
		26 »	430 000	17,9	3,42
		50 »	540 000	10,8	2,70
		100 »	700 000	7,6	1,75
Турбогенератор теплофикацион- ный	СК-46 — АП 25-1	6	280 000	—	4,67
		12	410 000	—	3,42
		25	710 000	28,4	2,58

### § 31. Тепло, вносимое солнечной радиацией

Солнечные лучи, падающие на стены и покрытия, частью отражаются, а частью, поглощаясь, преобразуются в тепло.

Падающие на остекление окон и фонарей лучи солнца частично отражаются, в небольшой части поглощаются стеклом, а ос-

<sup>1</sup> Миннович Я. М. Вентиляция электростанций. — М.: Стройиздат, 1947.

тальные проникают в помещение и практически полностью поглощаются в нем, преобразуясь в тепло.

В цехах без значительных избыточных тепловыделений при наличии в стенах и фонарях больших остекленных поверхностей тепло, вносимое солнечной радиацией, может существенно влиять на метеорологический фактор.

При составлении теплового баланса в горячих цехах обычно представляется возможным пренебречь теплом солнечной радиации летом, поскольку количественно оно близко к теплопотерям помещения.

Практический приближенный расчет тепла, вносимого солнечной радиацией, производится по табл. VII—8\* удельных количеств тепла, поступающего через остекленные поверхности окон и фонарей.

Количество тепла, проникающего через массивные ограждения покрытий, для ориентировочных расчетов (при отсутствии кондиционирования воздуха) принимается в  $15 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}$  и для чердачных перекрытий  $5 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}$ .

Расчетное количество тепла, вносимого солнечной радиацией, определяется исходя из сравнения подсчетов по следующим вариантам.

По первому варианту подсчет количества тепла производится при учете поверхности одной из стен здания либо наиболее невыгодно ориентированной относительно радиации, либо имеющей наибольшую световую поверхность плюс количество тепла, поступающего через одновременно освещаемые поверхности световых фонарей и перекрытия.

По второму варианту при подсчете учитываются поверхности двух прилежащих друг к другу взаимно перпендикулярных стен. При этом учитывается 70% их суммарной поверхности, а норма радиации берется для промежуточной ориентировки этих стен. К этому прибавляется количество тепла, поступающего через одновременно освещаемые поверхности световых фонарей и перекрытия. Одновременно освещаемыми поверхностями считаются: для верхнего света — поверхности, ориентировка которых совпадает с ориентировкой стен, или поверхности, рассматриваемые как горизонтальные; для перекрытий — незатененные поверхности последних.

Все световые поверхности соответственно углу наклона к горизонту и характеру освещения их солнцем могут быть подразделены на горизонтальные  $\Delta=0^\circ$ , вертикальные  $\Delta=90^\circ$  и наклонные  $0<\Delta<90^\circ$ , причем по характеру освещения к горизонтальным световым поверхностям должны быть отнесены сплошь остекленные треугольные или трапециевидальные двух- и четырехскатные световые фонари, купольные и сводчатые перекрытия.

\* Таблица составлена Дашкевичем Л. Л., Разумовым И. К. и Гамбургом П. Ю.

## Страны света и широты

п/п №	Характеристика светового устройства	Тип переплетов по стандарту	Страны света и широты													
			юг			юго-восток и юго-запад			восток и запад			северо-восток и северо-запад				
			35°	45°	55°	65°	35°	45°	55°	65°	35°	45°	55°	65°		
1	Окна с одинарным остеклением	Деревянные, ГОСТ 477—41	180	210	210	240	140	180	210	210	240	240	110	110	110	110
2	Фонарь с одинарным вертикальным остеклением (прямоугольный, М-образный, типа шед)	Металлические, ОСТ 90037—39	220	260	260	290	180	230	290	200	300	300	110	140	140	130
3	Фонарь с одинарным наклонным остеклением (трапецеидальный, М-образный, типа шед)	Металлические, ОСТ 90101—40	320	320	320	320	290	310	300	300	300	300	170	140	140	130
4	Фонарь с одинарным остеклением, наклонным в нижней части и вертикальным в верхней части	То же	270	290	290	300	230	270	300	290	290	280	160	140	140	130
5	А-образные фонари с одинарным остеклением	»	350	330	290	240	350	380	290	210	330	240	350	330	290	240

## Примечания:

Указанные в таблице количества поступающего тепла умножать:

- 1) для окон с двойными переплетами (ГОСТ 477—41) на 0,6;
- 2) то же при металлических переплетах на 0,75;
- 3) для окон с одинарным остеклением и металлическими переплетами (ОСТ 90037—39) на 1,25;
- 4) для фонарей с одинарным вертикальным остеклением с деревянными переплетами (ГОСТ 1943—42) на 0,9;
- 5) для фонарей всех типов с двойным остеклением и металлическими переплетами на 0,6;
- 6) при сильном загрязнении остекленных поверхностей (в литейных, кузничных и аналогичных цехах) на 0,8.

Остальные поверхности окон и фонарей определяются по строительным размерам проемов (для окон на размеры проемов в клетке).

Остекленные поверхности А-образных фонарей измеряются по горизонтальной проекции проемов.



Под массивными конструкциями понимаются все внешние ограждения, не пропускающие через себя световые лучи. Количество тепла, поступающего через световые поверхности и массивные ограждения, определяется произведением площади их на величину радиации.

Площади измеряются в квадратных метрах. Для световых поверхностей они определяются габаритными размерами рам с остеклением и измеряются без учета колод, опорных брусьев и тому подобных конструктивных элементов.

Для массивных конструкций учитывается внутренняя поверхность ограждения, соответствующая внешней, освещаемой солнцем.

Когда доминирующей вредностью является тепло, то обычно применяются комбинированные способы вентиляции. Широко используется организованное естественное проветривание — аэрация в комбинации с местной вытяжкой и местным притоком.

Общая вытяжка производится из верхней зоны, где обычно температура выше, чем в рабочей зоне, — приток подается в рабочую зону.

Местная приточная вентиляция осуществляется в виде воздушных душей и воздушных завес.

## Глава VIII. ИЗБЫТОЧНАЯ ВЛАГА

Ваины, аппараты с горячей водой, всякого рода сушила, смоченные поверхности и др. выделяют влагу в помещение.

Водяные пары могут поступать в воздух путем испарения с поверхностей, выпаривания (кипения) или вследствие непосредственного прорыва пара из аппаратов или коммуникаций.

С большими количествами избыточной влаги в воздухе рабочих помещений приходится встречаться в тяжелой промышленности, например в травильных цехах; при разливке металла разливочными машинами, когда мульда с горячим чугуном поливается из брызгал водой; в машинных залах ТЭЦ и ЦЭС, где значительное количество пара поступает через вестовые трубки паровых турбин и неплотности в коммуникации, и в ряде других отраслей.

В легкой промышленности большие количества влаги выделяются на красильно-отделочных фабриках ситца, льна, шерсти и шелка, на бумажно-целлюлозных, кожевенных и других заводах. Влага выделяется при обработке древесины на деревообрабатывающих (фанерных) заводах, на предприятиях пищевой промышленности: на сахарных заводах и т. д. Много влаги поступает в воздух коммунальных предприятий: в прачечных, банях.

Избыточная влага в воздухе часто ведет к образованию тумана — паровоздушной смеси, в которой мельчайшие капельки воды «взвешены». Рассеивая свет, они придают туману молочно-серый цвет.

Образование тумана может произойти вследствие поступления водяных паров в большем количестве, чем то, которое может содержаться в перегретом состоянии в объеме помещения при данных условиях; в результате охлаждения насыщенного воздуха при соприкосновении с холодными поверхностями, имеющими температуру ниже точки росы, или вследствие смешения теплого влажного воздуха с холодным.

## § 32. Подсчет количества испаряющейся воды

Основной закон испарения как диффузионного процесса был сформулирован Дальтоном в 1809 году. Им было экспериментально установлено, что скорость испарения воды с открытой поверхности пропорциональна разности между давлением насыщенного пара у поверхности воды (при ее температуре) и парциальным давлением пара в окружающем воздухе. При нормальном барометрическом давлении формула Дальтона имеет вид

$$\frac{W}{zF} = c_1 (P_n - P_{окр}),$$

где  $\frac{W}{zF}$  — скорость испарения — количество испаренной влаги с единицы поверхности воды в единицу времени,  $кг/м^2 \text{ час}$ ;

$z$  — время (часы);

$F$  — поверхность испарения,  $м^2$ ;

$P_n$  — давление пара при температуре испаряющейся жидкости,  $мм \text{ рт. ст.}$ ;

$P_{окр}$  — парциальное давление пара в окружающем воздухе,  $мм \text{ рт. ст.}$ ;

$c_1$  — коэффициент испарения.

Коэффициент испарения, как еще заметил Дальтон, зависит от скорости воздуха и обратно пропорционален барометрическому давлению. Таким образом,

$$\frac{W}{zF} = \frac{c (P_n - P_{окр}) 760}{B} \text{ кг/м}^2 \text{ час.}$$

Усилия дальнейших экспериментаторов сводились главным образом к уточнению значений. На основании опытов (1918 год) по испарению воды со свободной поверхности для  $c$  получено следующее значение:

$$c = 0,0178 + 0,0152 v,$$

где  $v$  — скорость воздуха,  $м/сек$ . Поток был параллелен поверхности воды. Скорость варьировалась от 1 до 7  $м/сек$ , а температура до  $60^\circ$ .

По опытам Всесоюзного теплотехнического института при ис-

парении воды из цилиндрической чашки с диаметром 200 мм при температуре воздуха  $60 \div 250^\circ$  и скорости его от 1 до 7 м/сек

$$c = 0,0229 + 0,0174 v.$$

В результате опытов (1924 год) по испарению воды из чашек высотой 3'' и размерами  $3 \times 12''$ ,  $6 \times 12''$ ,  $12 \times 12''$  и  $6 \times 18''$  получена такая зависимость

$$c = 0,0310 + 0,0135 v.$$

При скоростях воздуха, отличных от нуля, при изучении испарения ряда жидкостей (хлорбензол, нитробензол и др.) в воздушном тоннеле получено следующее значение:

$$c = m(0,000352 + 0,000786 v),$$

где  $m$  — молекулярный вес жидкости.

Для воды при  $m = 18$

$$c = 0,0063 + 0,014 v.$$

При испарении воды из чашки размером  $127 \text{ см}^2$  и скоростях  $0,5-1,5 \text{ м/сек}$  можно использовать иную формулу для испарения воды:

$$\frac{W}{zF} = 29,3 \ln \frac{B - P_{окр}}{B - P_n} \sqrt{v}.$$

Разлагая логарифм в ряд, эту формулу в качестве приближения можно написать иначе, приведя к зависимости, аналогичной формуле Дальтона:

$$\frac{W}{zF} \approx \frac{29,3 (P_n - P_{окр})}{B} \sqrt{v}.$$

Перечисленные формулы получены в вынужденном потоке воздуха при направлении его параллельно зеркалу воды. При перпендикулярном направлении коэффициент испарения

$$c \approx 0,038 + 0,031 v$$

и по другим экспериментам

$$c \approx 0,056 + 0,024 v.$$

Во всех вышеприведенных формулах коэффициент испарения исследователями считался только функцией скорости. Числовые величины коэффициентов значительно разнятся между собой и надежно могут применяться для условий, подобных имевшим место при экспериментах. Так как формулы справедливы при условии  $v > 0$ , то вычислять по ним испарение в неподвижный воздух путем подстановки  $v = 0$  нельзя.

Для неподвижного воздуха ( $\alpha = 0$ ) пользуются следующей формулой:

$$\frac{W}{zF} = 0,00965 (P_n - P_{окр})^{1,2} \left[ \frac{кг}{м^2 / час} \right].$$

Позднейшая разработка общей теории испарения жидкости в воздух на основании теории подобия<sup>1</sup> показывает, что скорость испарения зависит не только от разности парциальных давлений и скорости воздуха, но является сложной функцией многих критериев подобия. В частности, на скорость испарения оказывают влияние размеры поверхности испарения, условия обтекания (свободный или вынужденный поток) и т. д. Ниже приводится формула Л. С. Клячко:

$$W = \frac{K \cdot C \left( P_n \frac{T_w}{T_v} \cdot P_{окр} \right)^{1,2} F}{B} \text{ кг/час,}$$

где  $T_w$  — абсолютная температура поверхности воды, °К;

$T_v$  — то же воздуха помещения, °К;

$B$  — барометрическое давление, мм рт. ст.

В нижеследующей таблице приведены значения параметров  $K$  и  $C$  для разных температур поверхности жидкости, а также и величины влаговыделений с 1 м<sup>2</sup> поверхности жидкости, при температуре воздуха в помещении +20° и относительной влажности его 75 %.

Таблица VIII—1

Т-ра раствора, $t_o, ^\circ\text{C}$	Т-ра поверхности, $t_p, ^\circ\text{C}$	K	C	$W, \frac{кг}{м^2 \cdot час}$	Т-ра раствора, $t_o, ^\circ\text{C}$	Т-ра поверхности, $t_p, ^\circ\text{C}$	K	C	$W, \frac{кг}{м^2 \cdot час}$
25	23	46,2	0,2	0,1	65	54	48,3	0,54	3,36
30	28	46,5	0,31	0,28	70	58	48,6	0,57	4,42
35	33	46,9	0,38	0,56	75	63	48,9	0,6	6,0
40	37	47,1	0,42	0,87	80	69	49,3	0,65	8,75
45	41	47,4	0,45	1,24	85	75	49,7	0,69	12,3
50	45	47,7	0,48	1,74	90	82	50,2	0,74	18,0
55	48	47,9	0,5	2,18	95	90	50,7	0,8	27,0
60	51	48,1	0,52	2,71	100	97	51,2	0,85	38,2

Кроме испарения со свободной водной поверхности, испарение происходит с различных влажных материалов. Испарение воды зависит здесь от характера связи воды с материалом. Испарение свободной влаги, которая только смачивает материал, подчиняется тем же законам, как и испарение со свободной водной поверхности.

<sup>1</sup> На основании аналогии между процессом теплопроводности и диффузии, имеющих идентичные основные дифференциальные уравнения.

При ином характере связи (например, гигроскопическая вла- га и т. д.) скорость испарения меньше.

Испарение с мокрого пола и других смоченных поверхностей оборудования часто учитывают в виде некоторой надбавки к численному количеству влаги со свободных поверхностей.

Если выплеснутая из аппарата вода попадает в сток и отво- дится при температуре выше температуры мокрого термометра воздуха в помещении, то тепло, необходимое для испарения, берется от самой воды.

Если количество выплескиваемой воды поддается определе- нию, то количество испаренной  $W$  может быть приближенно оп- ределено по формуле

$$W = \frac{W_1 (t_{\text{нач}} - t_{\text{к-н}})}{r} \text{ кг/час,}$$

где  $r$  — теплота парообразования,  $\text{ккал/кг}$ ;

$W_1$  — количество выплеснутой воды,  $\text{кг/час}$ .

Если вода длительное время находится на полу и принимает температуру  $t_m$ , а испарение ее происходит за счет тепла воз- духа, то количество испарившейся воды при условиях аднабати- ческого теплообмена между воздухом и водой может быть вычис- лено по формуле<sup>1</sup>

$$W = \frac{\alpha_k (t_a - t_m) F}{r} \text{ кг/час,}$$

где  $\alpha_k$  — коэффициент теплоперехода посредством конвекции,  $\text{ккал/м}^2 \text{ час град}$ ;

$t_a$  — температура воздуха по сухому термометру,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$r$  — тепло парообразования,  $\text{ккал/кг}$ ;

$F$  — смоченная поверхность,  $\text{м}^2$ .

Принимая значение  $\alpha_k = 3,5-3,8$  и среднее значение для  $r = 585 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$ , можно предыдущую формулу переписать так:

$$W = (6 \div 6,5) (t_a - t_m) F \text{ г/м}^2 \text{ час.}$$

При применении этой формулы необходимо, чтобы все усло- вия соответствовали так называемому адиабатическому про- цессу теплообмена.

### § 33. Практические данные для определения количества влаги, поступающей в воздух помещений

Количество выпариваемой воды (во время кипения) при под- воде тепла с помощью глухого пара (змеевики) составляет по на- шим ориентировочным измерениям  $40-50 \text{ кг/м}^2 \text{ час}$ . Применять

<sup>1</sup> Клячко Л. С. Об испарении влаги со смоченной поверхности // Отопле- ние и вентиляция. — 1937. — № 11.

перечисленные ранее формулы к случаю кипения воды нельзя, так как бурлящая поверхность значительно больше спокойной зеркала воды и, кроме того, пузырьки пара образуются внутри массы воды.

При подводе тепла с острым паром, впускаемым непосредственно в воду, при установившемся состоянии кипения количество выпариваемой воды приблизительно равно расходу пара. В конкретных условиях количество испаряемой или выпариваемой воды может быть определено экспериментальным путем.

Определение количества пара, выходящего через вестовые трубки паровых турбин и коммуникации в машинных залах и в котельных, производится или путем испытания (по количеству проходящего воздуха и разности его влагосодержаний), или при помощи опытных данных.

В табл. VIII—2 приведены величины ориентировочного количества пара, поступающего в машинный зал от одной турбины в кг/час и в процентах от всего количества пара, подводимого к турбине.

Таблица VIII—2

Мощность, мвт	Количество пара от									
	вестовых трубок		прочих частей конденсационных турбин (регуляторов, масляных насосов и т. д.)		прочих частей турбин с отбором пара (регуляторов, масляных насосов, редукторов и т. д.)		всего по конденсационной турбине		всего по турбине с отбором пара	
	кг/час	%	кг/час	%	кг/час	%	кг/час	%	кг/час	%
6	90	0,3	150	0,5	210—270	0,7—0,9	240	0,8	300—360	1,0—1,2
12	110	0,19	190	0,31	280—370	0,46—0,62	300	0,5	390—480	0,65—0,81
25	115	0,09	190	0,15	290—390	0,23—0,31	305	0,24	405—505	0,32—0,40
50	120	0,05	200	0,08	300—400	0,12—0,16	320	0,13	420—520	0,17—0,21
100	170	0,034	280	0,056	400—550	0,08—0,11	450	0,09	570—720	0,12—0,15

Примечание. Турбины с отбором пара при давлении 1 ата приближаются по количеству выделяющегося пара к конденсационным турбинам. Максимальные цифры соответствуют давлению отбора около 6 ата.

Таблица VIII—3

Паропроизводительность котла, т/час	Количество выделяющегося в цех пара	
	в % от паропроизводительности	в кг/час
60	0,5	300
90	0,44	460
120	0,38	450
150	0,32	480

Прорывы пара в котельных через клапаны, неплотности фланцев и т. п. (при нормальной эксплуатации котельной) исчисляются по табл. VIII—3\*.

### § 34. Расчет обстуманивающих установок

Общий способ расчета при комбинации вредностей тепла и влаги разобран ранее (отдел II), поэтому здесь остановимся только на специфических условиях расчета обстуманивающих установок.

Как было сказано ранее, процесс увлажнения воздуха паром (при отсутствии дополнительного сообщения или отнятия тепла) протекает в  $J-d$ -диаграмме по прямой, наклон которой определяется из уравнения

$$J - J_1 = \frac{i_n(d - d_1)}{1000},$$

где  $J_1$  и  $d_1$  — параметры воздуха (теплосодержание и влагосодержание) в помещении;

$J$  и  $d$  — текущие координаты;

$i_n$  — теплосодержание пара, *ккал/кг*.

Если рассматривать пограничный слой воздуха у воды как насыщенный, имеющий температуру воды, то процесс испарения в  $J-d$ -диаграмме будет изображаться прямой, одна точка которой определяется параметрами воздуха в помещении  $J_1, d_1$ , а вторая — пересечением изотермы, соответствующей температуре испарения воды с кривой  $\varphi = \text{const} = 100\%$ .

Параметры смеси определяются удельным количеством воздуха, входящего в смесь, в кг на 1 кг пара или испаренной влаги.

В зависимости от удельного количества воздуха (*л кг/кг*) точка, изображающая смесь (рис. VIII—1, точка 2), может оказаться в  $J-d$ -диаграмме или выше кривой насыщения  $\varphi \leq 1$ , или же ниже ее, то есть при  $\varphi > 1$ .

Положение точки, характеризующей состояние смеси ниже кривой насыщения, рассматривается как возможное, но неустойчивое состояние, при котором точка может сместиться в сравнительно более устойчивое положение на предельной кривой. При этом такой процесс будет сопровождаться изменением влагосодержания; водяные пары в количестве  $d_2 - d_3$  г на каждый килограмм участвующего в смеси воздуха сконденсируются в капли воды.

При отсутствии подвода и отнятия тепла и при условии, что капельки воды удерживаются в смеси, процесс протекает по  $J_2 = \text{const}$ ; если капельки выпадают из смеси, то процесс перехода идет по более пологой прямой, определяемой вычетом из теплосодержания количества тепла, унесенного капельками воды. Измене-

\* Временные нормы и технические условия на проектирование вентиляции и отопления электростанций.

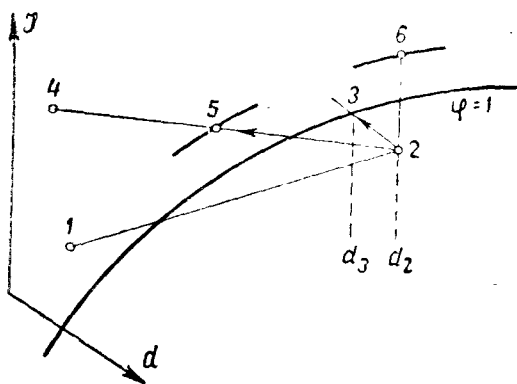


Рис. VIII—1. К расчету обестуманивающих установок

нагревательных приборов, то процесс будет протекать по  $d_2 = \text{const}$  вверх и остановится в зависимости от количества тепла, сообщенного 1 кг смеси (точка 6).

Вместо приборов отопления может быть использован теплый воздух с меньшим влагосодержанием. Такой процесс в  $J-d$ -диаграмме изобразится прямой, соединяющей точку первичной смеси 2 с точкой 4, изображающей состояние воздуха, идущего на образование вторичной смеси. Если, например, вторичный воздух будет характеризоваться точкой 4, то геометрическое место смесей будет прямая 2—4. Точка окончательной смеси 5, как известно, будет делить прямую 2—4 на части, обратно пропорциональные весовым частям сухого воздуха в компонентах смеси. Подмешивая различное количество теплого воздуха с различной температурой (то есть регулируя количество его и температуру), можем получать различные параметры смеси (рис. VIII—1).

При проектировании обестуманивающих установок возникают такие вопросы: какую комбинацию температуры и влажности поддерживать в помещении; при какой температуре и влажности отводить отработавший воздух из помещения; если применяется вторичный воздух, то каковы должны быть его параметры.

Относительная влажность в рабочем помещении должна быть такой, чтобы не происходило конденсации на темных поверхностях, в особенности на перекрытии; температура выбирается в соответствии с нормами.

Температура и влажность отработавшего (отводимого из помещения) воздуха, как это следует из всего изложенного, определяется выбором приема вентиляции.

При устройстве местной вентиляции в виде шкафов нужно стремиться, чтобы смесь была наиболее концентрирована, то есть чтобы удельный расход воздуха был минимальным. При этом температура и влажность смеси, которую можно определить, как

ние теплосодержания вследствие этого настолько ничтожно, что в практических расчетах может быть игнорируемо. Например, если  $d_2 - d_3 = 3 \text{ г/кг} = 0,003 \text{ кг/кг}$ , а  $t_2 = 30^\circ$ , то изменение теплосодержания будет на  $0,003 \times 30 = 0,09 \text{ ккал/кг}$ , что может снизить температуру смеси на доли градуса, а именно на  $\frac{0,09}{0,25} \approx 0,36^\circ$ .

Если к получившейся смеси подводить тепло, например, посредством



указано ранее, не оказывают влияния на метеорологические условия в помещении.

Относительная влажность при небольших удельных расходах воздуха будет больше или равна 100% и будет содержать в виде взвеси капельки воды, то есть из шкафа будет отводиться непосредственно туман. Возможность конденсации и капли не имеет здесь гигиенического значения, так как рабочий находится вне шкафа. Практически внутри шкафа, над поверхностью кипящей воды, можно получить температуру отработавшей смеси порядка 50°, что соответствует удельному количеству воздуха примерно 10—12 кг/кг.

В случае применения зонтов и завес нельзя допускать образования под ними капли. Но отвести смесь удастся при  $\varphi \geq 100\%$  со взвешенными капельками воды при определенных удельных расходах воздуха. Капли не бывает при расходе воздуха 40—50 кг/кг и удалении тумана из-под зонта. Очевидно, взвешенные в потоке капельки воды не успевают агрегироваться и укрупняться настолько, чтобы, преодолевая скорость восходящих потоков, падать вниз.

При местных отсосах со сдувкой или при бортовых отсосах расход воздуха получается значительно больше, чем при шкафах и зонтах, поэтому вопрос о  $\varphi_2$  не имеет значения.

В тех случаях, когда для поддува применяется теплый воздух и отбор отработавшего воздуха производится из верхней зоны помещения,  $\varphi_2$  должно определяться из условий отсутствия конденсации на перекрытии, а температура  $t_2$  должна находиться в соответствии с  $t_1$ —температурой в уровне рабочей зоны. Опыты и наблюдения показывают, что можно  $t_2$  определять, учитывая повышение температуры порядка 1° на 1 м высоты. Во избежание перегрева рабочей зоны воздух для поддува не следует нагревать выше 30—35°.

При общей вентиляции отбор отработавшего воздуха производится под потолком перекрытия с температурой  $t_2$  и относительной влажностью  $\varphi_2$ , не допускающими конденсации влаги на перекрытии.

При кипении, то есть при  $t_{\text{воды}} \approx 100^\circ$  и испарении при  $t_{\text{воды}} = 80—90^\circ$ , выделяющаяся смесь (насыщенный воздух со взвешенными в нем мельчайшими капельками воды) вследствие меньшего удельного веса, чем окружающий воздух, в виде облака (тумана) поднимается вверх и здесь растекается под перекрытием и участвует в циркуляции.

При кипении поднимающийся поток имеет устойчивую форму с поперечным сечением, примерно равным габаритной площади воды, и ведет себя аналогично струе. Вначале движение происходит с ускорением, скорость достигает максимальной величины, а затем начинается ее плавное убывание (см. отдел III, § 21. Тепловые струи). За счет главным образом турбулентного перемешивания температура смеси (и другие параметры) изменяется, приближаясь к параметрам окружающего воздуха.

По температуре смеси на различных уровнях над поверхностью воды можно судить о количестве подмешавшегося воздуха.

Таким образом, чем ближе к поверхности жидкости будет производиться отбор смеси и удаление ее, тем меньшее количество воздуха будет участвовать в смеси и тем меньше придется вводить воздуха в помещение для пополнения вытяжки.

Наиболее экономичным решением является устройство вытяжных шкафов у ванны. Однако условия контроля и наблюдения за технологическим процессом не позволяют часто устраивать укрытия непосредственно у ванны; тогда применяются зонты или остекленные завесы, располагаемые на высоте 1,8—2 м от пола, то есть несколько выше человеческого роста.

Зонты могут применяться при наличии подъемной силы у смеси, достаточной, чтобы противостоять имеющим место в помещении токам воздуха. Она должна быть такой, чтобы эти токи не могли отклонить ее от зонта. В противном случае концентрация паров под зонтом может оказаться такого же порядка, как и концентрация в верхних слоях помещения; тогда очевидно, что зонт будет только загромаждать помещение, не давая эффекта.

При температуре воды ниже 70° и температуре воздуха в помещении 20° смесь над зеркалом воды не имеет устойчивой формы; под влиянием незначительных скоростей она может отклоняться от вертикального направления и разноситься по помещению токами воздуха. Очевидно, что применение в этом случае индивидуальных зонтов не может дать удовлетворительных результатов. При температурах воды меньше 70° целесообразнее применять шкафы, а при невозможности применения их группировать аппараты и устраивать остекленные завесы или, наконец, применять бортовые отсосы, сдувки или общую вентиляцию, в зависимости от того, какое из этих последних мероприятий окажется более экономичным.

Ниже приводится экспериментальный материал, иллюстрирующий ход решения, когда для растворения тумана примешивается теплый воздух.

С этой целью проанализируем результаты испытания установки (рис. VIII—2), описанной инженером Колпаковым<sup>1</sup>.

В этой установке наружный воздух по воздуховоду подводится к калориферу *a*, где нагревается до 19°.

Далее этот воздух подается опусками на уровне 1—1,2 м от пола. В этой сети имеется ответвление для подачи более теплого воздуха над барками (на высоте 2 м от пола симметрично по обе стороны барок); дополнительный подогрев его с 19 до 32° производится в калорифере, установленном на ответвлении сети *б*. Вытяжка отработавшего воздуха осуществляется воздуховодом, расположенным сверху над барками.

Поверхность испарения 10 барок равна  $2,48 \cdot 0,68 \cdot 10 \approx 16,9$  м<sup>2</sup>. Температура воды 80—90°, средняя 85°.

<sup>1</sup> Гигиена, безопасность и патология труда. — М., 1930.

Количество испаряющейся влаги составляет  $11 \text{ кг/м}^2 \text{ час}$ . Общее количество испаряющейся влаги  $11 \cdot 16,9 \approx 186 \text{ кг/час}$ . Расход вентиляционного воздуха с температурой  $+19^\circ$  и влажностью  $2 \text{ г/кг}$  (так как наружная температура равна  $-5^\circ$ ) равен  $3500 \text{ м}^3/\text{час}$ ; с температурой  $32^\circ$  равен  $7500 \text{ м}^3/\text{час}$ ; весовые их количества в том и другом случае  $L_{19^\circ} = 3500 \cdot 1,2 = 3860 \text{ кг/час}$  и  $L_{32^\circ} = 7500 \cdot 1,16 = 8700 \text{ кг/час}$ .

Удельные расходы воздуха будут

$$l_{19^\circ} = \frac{3860}{186} = 20,7 \text{ кг/кг};$$

$$l_{32^\circ} = \frac{8700}{186} = 46,7 \text{ кг/кг}.$$

Таким образом, общий удельный расход воздуха составляет около  $68 \text{ кг/кг}$ . При этом температура в рабочей зоне между барками и подачей притока во время эксперимента была  $23^\circ$  при относительной влажности  $50\%$  и  $28^\circ$ — $68\%$  между барками, то есть в местах смешения подводимого вторичного воздуха.

Проверим это по  $J$ — $d$ -диаграмме:

$$d_{см} = \frac{1000 + 67,4 \cdot 2,0}{67,4} = 16,8 \text{ г/кг сухого воздуха};$$

$$J_{см} = \frac{635 + 20,7 \cdot 5,8 + 46,7 \cdot 8,6}{67,4} = 17,1 \text{ ккал/кг сухого воздуха}.$$

Этому соответствует  $t_{см} = 28^\circ$  и  $\phi_{см} = 70\%$ . Как указано выше, по данным испытания, температура и влажность были  $28^\circ$  и  $68\%$ , то есть имеем почти полное совпадение.

Нетрудно подсчитать, что расход тепла в калорифер на обесту-манивание составит

$$\left. \begin{aligned} 20,7(19+5) \cdot 0,24 &= 119 \text{ ккал/кг} \\ 46,7(32+5) \cdot 0,24 &= 415 \text{ ккал/кг} \end{aligned} \right\} 534 \text{ ккал/кг сухого воздуха}.$$

Однако, кроме того, нужно учесть, что некоторое количество добавочного тепла расходуется на покрытие потерь его внешними ограждениями.

Расчет такой установки в  $J$ — $d$ -диаграмме свелся бы к построениям и вычислениям, приведенным на рис. VIII—3 и в табл. VIII—4. Количество вторичного воздуха  $5$  находим из отношения отрезков:

$$\frac{l_{19^\circ}}{l_{32^\circ}} = \frac{d_3 - d_2}{d_4 - d_2},$$

$$l_{32^\circ} = l_{19^\circ} \cdot \frac{d_4 - d_2}{d_3 - d_2} \left[ \frac{\text{кг}}{\text{кг}} \right];$$

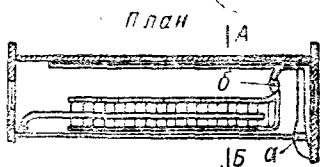
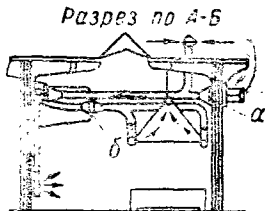


Рис. VIII—2. Схема обесту-манивающей установки

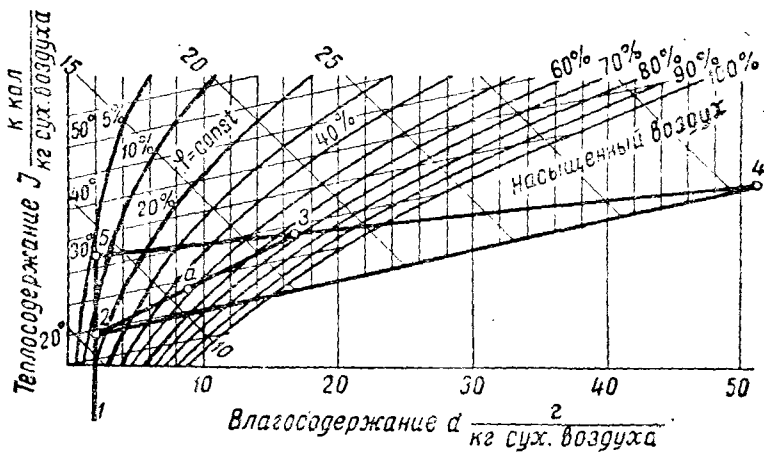


Рис. VIII—3. К расчету обустраиваемой установки по  $J$ — $d$ -диаграмме

$$l_{32^\circ} = 20,7 \frac{50,5 - 17,4}{17,4 - 2} = 44,5 \left[ \frac{\text{ккал}}{\text{кг}} \right].$$

Таблица VIII—4

№ точек	Наименование	$t$	$\varphi$	$d$	$J$
1	Расчетная наружная температура	5	—	2	—
2	Вводимый вентиляционный воздух	19	—	2	—
3	Температура и относительная влажность отработавшего воздуха, которыми задаемся	28	70	17,4	—
4	Находится, если из точки 2 провести линию смеси воздуха с паром. В данном примере, зная $l$ , найдем $d_4$ по уравнению	—	—	50,5	—
5	Находится соединением точки 4 и 3 прямой и продолжением ее до пересечения с $d_2 = \text{const}$	32	—	2	—

По данным испытания,  $l_{32^\circ} = 46,7$ ; расходимость эта не так существенна, если принять во внимание некоторые возможные неточности измерения во время испытания в производственных условиях.

Температура и влажность в различных точках помещения могут быть найдены на прямой 2—3. В самом деле, около приточных отверстий будем иметь  $t_2$  и  $\varphi_2$  у мест смешения 4 и 5 и вытяжки  $t_3$  и  $\varphi_3$ . Линия 2—3 может рассматриваться как процесс

изменения параметров вентиляционного воздуха с момента его ввода в помещение и до удаления в вытяжную трубу. Состояние воздуха в рабочей зоне будет где-то между точками 2 и 3 и зависит от размещения притока, вытяжки и конструктивного оформления установки.

Для уточнения нужно заметить, что и линию смеси воздуха помещения и выделяющегося пара следовало бы провести из точки *a*, так как в первичную смесь с паром вступает воздух именно этого состояния, а не непосредственно вентиляционный 2. Но поскольку определение указанной точки связано с большими затруднениями, а перепад температур между точками 2 и 3 не должен быть большим, то такое построение не вносит существенной ошибки.

Рассмотренный эксперимент ценен тем, что дает необходимую величину (20 кг/кг) первичного воздуха, вступающего в смесь с паром. Вентиляционный воздух должен возмещать то количество воздуха помещения, которое вступает в первичную смесь с паром.

Аналитическое определение минимального объема потребного первичного воздуха для установок без ограждений и с ограждениями встречает весьма значительные затруднения вследствие чрезвычайной сложности происходящих здесь явлений.

Наблюдения над потоком поднимающейся смеси показывают, что все ее физические компоненты чрезвычайно быстро меняются по мере удаления от поверхности воды. Поэтому переменным оказывается и количество воздуха, участвующее в смеси. Очевидно, минимальный расход воздуха будет находиться в непосредственной близости к поверхности испарения, а затем по мере поднятия над аппаратом этот расход будет все возрастать, главным образом за счет вовлекаемого в поток окружающего воздуха. Следовательно, на различных уровнях над поверхностью испарения должны быть различные удельные расходы первичного воздуха.

Для приближенного определения удельного расхода воздуха на определенной высоте необходимо знать температуру смеси в этом месте. Тогда по закону Дальтона в объеме смеси объемы воздуха и пара (со своими парциальными давлениями) должны быть равны. Можно определить удельный объем пара (так как парциальное давление насыщенного пара является однозначной функцией температуры) и отсюда удельный расход воздуха. Зная температуру смеси, определение удельного расхода очень удобно производить по *J-d*-диаграмме.

При тех же условиях, но без применения поддува теплым воздухом (ведя общее растворение — процесс 2—4), можно было получить при  $\varphi_2 = 70\%$  температуру  $\sim 20^\circ$ , но это потребовало бы удельного расхода воздуха на каждый килограмм испаренной влаги:

$$l = \frac{1000}{8,5 - 2} = 154 \text{ кг/кг,}$$

где 8,5 — влагосодержание воздуха при  $t_2=20^\circ$  и  $\varphi=70\%$  (вместо 68 кг/кг).

Расход тепла в калорифере для подогрева этого количества составил бы  $154 \cdot 0,24(20+5)=925$  ккал/кг вместо исчисленных ранее 534 ккал/кг.

## Глава IX. ГАЗЫ И ПАРЫ

Многие производственные процессы сопровождаются выделением в воздух рабочих помещений вредных, а иногда весьма ядовитых газов и паров.

Обычно концентрация газов или паров в воздухе выражается в мг на 1 л (или, что то же, в г на 1 м<sup>3</sup>), иногда в объемных процентах, в объемных долях на 1 млн. — см<sup>3</sup>/м<sup>3\*</sup>.

В книгах по гигиене труда вредные для здоровья газы и пары носят название промышленных ядов, сюда же относится и токсическая пыль. Ядами называют вещества, которые, попадая в организм в относительно небольших количествах, могут привести к заболеваниям и отравлениям.

В санитарных нормах проектирования промышленных предприятий (Н 101—54) указываются предельно допустимые концентрации газов, паров и пыли в воздухе рабочей зоны производственных помещений.

В рабочих помещениях, в которых производственные процессы сопровождаются выделением вредных газов и паров, применяется по преимуществу местная и в крайних случаях общеобменная вентиляция.

Следует иметь в виду, что при расчете общеобменной вентиляции по нашим нормам при одновременном выделении нескольких газов и паров растворителей, раздражающих газов или окиси углерода совместно с окислами азота объем вентиляционного воздуха определяется путем суммирования объемов воздуха, необходимых для разбавления каждого растворителя, каждого раздражающего газа и окиси углерода в отдельности до нормы.

В остальных случаях объем вентиляционного воздуха принимается по той вредности, которая требует наибольшего объема.

Не перечисляя всех вредных газов и паров, с которыми приходится встречаться в производственной обстановке, остановимся на некоторых из них.

### § 35. Характеристика основных газов и паров

Окись углерода (СО). Распространенным и дающим наибольшее число отравлений является так называемый угарный газ — окись углерода.

\* Если число мг вещества в 1 л воздуха разделить на молекулярный вес вещества, а затем умножить на 22,4, то получается число см<sup>3</sup> искомого газа в 1 л воздуха. 1/10 этого числа представляет процентное содержание газа. Если умножить число см<sup>3</sup> в 1 л на 1000, то получится число объемных частей на 1 млн.

Оксид углерода — газ без запаха и цвета; он является продуктом неполного сгорания углерода. Выделение окиси углерода имеет место в цехах металлургической промышленности: в доменных, газосиловых, мартеновских, коксовых, газогенераторных и др.; в машиностроительной: в литейных, кузницах, термических. Оксид углерода выделяется также в гаражах, котельных и т. д. Источниками ее в производственной обстановке являются промышленные печи, сушила, например залитые опоки<sup>1</sup>, газопроводы (в неплотностях соединений), двигатели внутреннего сгорания и т. д.

В горючих газах, находящих применение в качестве топлива для промышленных печей, содержание СО составляет примерно следующие количества: в каменноугольном газе 10%, водяном — 30—40%, доменном — 30%, генераторном — 30%, коксовом — 6%.

Газы, образующиеся при взрывах (динамит, пироксилин), содержат 50—60% СО.

В выхлопных газах двигателя внутреннего сгорания содержание СО составляет от 2 до 7%. Последние цифры могут относиться и к продуктам сгорания промышленных печей.

Действие окиси углерода на организм состоит в том, что, поступая через легкие в кровь, этот газ вступает в соединение с гемоглобином (красные кровяные тельца). Вследствие большего сродства гемоглобина с окисью углерода, чем с кислородом, затрудняется и может прекратиться снабжение тканей кислородом, то есть произойти удушье.

Сернистый газ — бесцветный газ с едким запахом и вкусом — в промышленности применяется главным образом для белины шерсти, шелка, бумажной массы и т. д. В качестве побочного продукта сернистый газ выделяется при производстве серной кислоты, целлюлозы, при обжиге руд, содержащих сернистые металлы. Сернистый газ выделяется также в котельных и зольных при сжигании углей, содержащих серу.

Сернистый газ вызывает раздражение дыхательных путей.

Азотная кислота и окислы азота. Азотная кислота и ее производные находят применение в химической промышленности: в производстве азотной кислоты (из селитры и воздуха), серной кислоты, анилиновых красок; в текстильной промышленности при приготовлении и применении диазокрасок; в металлопромышленности при травлении металлов, электролизе; в производстве взрывчатых веществ; при подрывных работах; при производстве искусственных удобрений. В непроветриваемых помещениях, где хранится азотная кислота, образуется значительное количество окислов азота.

Азотная кислота и окислы азота являются прежде всего раздражителями слизистых оболочек дыхательных путей, соответствующие концентрации могут вызывать отек легких.

<sup>1</sup> От расплавленного металла и неполного сгорания органических веществ формовочной земли.

Пары свинца и свинцовая пыль. Главнейшие производства, где свинец в качестве промышленного яда играет существенную роль, следующие: рудники, выплавка свинца и серебра из руды, выплавка цинка, получение глета и сурика, производство аккумуляторов; фарфоро-фаянсовое и гончарное производство; полиграфическая промышленность; резиновое производство; оцинковка, паяние, лужение; стекольное производство и т. д.

Мельчайшие частички свинцовой пыли, попавшие в организм при вдыхании, вызывают хронические отравления.

Свинец плавится при  $327^{\circ}$ . Значительное выделение паров начинается при  $400-500^{\circ}$ .

Ртуть — тяжелый жидкий металл, кипит при  $357^{\circ}$ , но легко испаряется даже при комнатной температуре. Наибольшую опасность ртуть представляет при выплавке ртути из руды, а затем в производствах, изготовляющих приборы с ртутью, и на ртутных выпрямительных подстанциях.

Отравление ртутью может происходить почти исключительно при поступлении ее в организм в виде паров через дыхательные пути.

Марганец и его соединения встречаются в производстве марганцевых сплавов, при добыче руды, изготовлении гальванических элементов, при электросварке с применением электродов с марганцевой обмазкой, в производстве красок, сиккативов и т. п.

Пыль и пары марганца могут поступать в организм через дыхательные пути.

Цинк (пары и пыль). Пары и пыль цинка встречаются при обжиге цинковых руд, при изготовлении цинковых белил, при получении сплавов с цинком, при выплавке и разливе меди и т. п. Температура плавления  $415^{\circ}$ .

Пары цинка (кипит при  $907^{\circ}$ ) в воздухе помещения быстро окисляются в белый порошок окиси цинка. В первый момент в воздухе образуется мельчайшая взвесь окиси цинка в виде густого дыма, состоящего из частиц  $0,5-0,1\mu$ , затем эти частицы сгущаются в более крупные конгломераты, которые опасности не представляют.

Высокая дисперсность частиц окиси цинка позволяет им проникать в самые глубокие части дыхательных путей и вызывает литейную лихорадку.

Растворители. Под общим названием растворителей объединяют группу веществ, углеводов ароматического и жирного ряда, применяющихся в промышленности для обезжиривания, приготовления красок, лаков и растворения различных органических веществ.

Легкая испаряемость растворителей и, следовательно, возможность поступления их в значительном количестве в воздух, способность проникать в организм, всасываясь через неповрежденную кожу человека, создают опасность отравления работающих.

Бензин — сложная смесь продуктов перегонки нефти. Нефть подвергается фракционной перегонке, при которой получается ряд



горючих маслообразных продуктов: между 40 и 150° — бензин, между 150 и 200° — уайт-спирит, лигроин, керосин и от 250° — смазочные масла, вазелин и парафин.

Бензин обладает резким запахом, испаряется при обычных температурах и легко воспламеняется.

Бензин применяется в резиновом производстве, где он является составной частью резинового клея и употребляется в качестве растворителя лаков, каучука и красок. Как топливо бензин используется в двигателях внутреннего сгорания. Выделение паров бензина имеет место, кроме того, на нефтеперегонных заводах и в складах нефтепродуктов.

По своему составу бензин представляет непостоянную смесь различных углеводородов с температурой кипения от 40 до 150°. Наиболее ядовитая составная часть бензина — ароматические углеводороды — содержится в различных марках от 2 до 16%.

Бензин легко испаряется при обычных температурах.

Пары бензина в организм попадают через дыхательные пути. В сравнительно малых дозах он вызывает своеобразное возбуждение (опьянение). При возрастающей интоксикации может произойти внезапная потеря сознания с судорогами. Кроме того, нужно иметь в виду, что пары бензина при определенных концентрациях взрывоопасны.

Бензол ( $C_6H_6$ ) — жидкость с ароматным запахом, испаряется при комнатной температуре, кипит при 79,6°, легко воспламеняется. Пары бензола почти в 3 раза тяжелее воздуха. Используется в различных отраслях промышленности как растворитель жиров, лаков, красок, каучука, гуттаперчи и т. п.

Бензол влияет на центральную нервную систему, вызывая головные боли, слабость, головокружение, а в более тяжелых случаях — бред, судороги, потерю сознания.

Чистый бензол образует с воздухом сильно взрывчатые смеси.

Ацетон ( $CH_3COCH_3$ ) — бесцветная, легко воспламеняющаяся жидкость, кипящая при температуре 56°. Ацетон отличается сильной летучестью при комнатных температурах. Применяется он в качестве растворителя при пульверизационных окрасках в целлюлозной и лаковой промышленности, при производстве искусственного (ацетатного) шелка и т. д.

Длительное вдыхание малых количеств ацетона вызывает раздражение верхних дыхательных путей и бронхов, головную боль.

Амилацетат, этилацетат, бутилацетат, с соответствующими температурами кипения 135—140°, 74—75°, 121—127° и соответственно тяжелее воздуха в 2,5, в 3,5 и 4 раза, применяются в промышленности главным образом в качестве растворителей нитроцеллюлозных лаков.

Эти вещества вызывают кашель, головокружение, сердцебиение, усталость.

Аммиак ( $NH_3$ ) применяется в холодильном деле (аммиачные холодильные установки), выделяется через неплотности соединения трубопроводов, вентиляей и пр. Выделение его может

иметь место в производстве соды по способу Сольвея, при лужении, в производстве клея, взрывчатых веществ, при очистке керосина и разных масел. В больших количествах аммиак образуется при разложении содержащих азот веществ, в канализационных колодцах и т. д.

Аммиак вызывает сильное раздражение слизистых оболочек верхних дыхательных путей и глаз.

В табл. IX—1 описывается действие ядовитых газов и паров на человека в зависимости от их содержания в воздухе.

### § 36. Характеристика газов с точки зрения взрывоопасности

Смеси воздуха с горючими газами: ацетиленом, этиленом, бензолом, бензином — взрывоопасны. Каждая смесь имеет определенную температуру воспламенения или взрыва. Если эта температура достигнута хотя бы только в части смеси, то наступает воспламенение или взрыв всей смеси. Наступившая реакция распространяется с огромной, возрастающей скоростью.

Большей частью причиной взрыва является искра, пришедшая в соприкосновение с газом. Взрыв может произойти только при определенном соотношении горючих газов с воздухом или кислородом. Так, например, смесь метана с воздухом взрывчата только при содержании более 5,3% метана; для смеси водорода с воздухом нижний предел при 4,1% водорода; ацетилен взрывается только при содержании его в воздухе свыше 2,8% и менее 0,5%. Окись углерода взрывается при содержании ее в воздухе от 15 до 75%, светильный газ около 10—20%, бензол при 1—60%, аммиак при 16—27%. Более полные данные, хотя и несколько отличающиеся от указанных выше, приведены в табл. IX—2\*.

Пары разного рода летучих растворителей при определенном содержании в смеси с воздухом также взрывоопасны и пожароопасны. Они в больших количествах выделяются, например, при пневматической окраске мелких и крупных предметов, при обезжиривании металлических изделий и т. д.

В табл. IX—3 указываются нижние и верхние пределы взрывчатости для некоторых из растворителей.

Для определения пределов взрывчатости ( $EG$ ) паровоздушной смеси нескольких растворителей применяют достаточно точную формулу Лешателье:

$$EG = \frac{100}{\frac{P_1}{N_1} + \frac{P_2}{N_2} + \frac{P_3}{N_3} + \dots},$$

где  $N_1$ ,  $N_2$  представляют пределы взрывчатости составных частей смеси;

$P_1$ ,  $P_2$  — соответственно их процентное содержание в смеси.

\* Приведенные данные заимствованы из книги Флюри и Церник. Вредные газы. — М.: Госхимиздат, 1939.

Действие ядовитых газов и паров на человека в зависимости от их содержания в воздухе  
(в мг/л)<sup>1</sup>

Название	Немедлен- ная смерть	При 0,5—1 час экспозиции смертельно (немедленно или позже)	При 0,5—1 час экспозиции опасное для жизни заболева- ние. (Гесс)	При 0,5—1 час экспозиции переносимо без немедленных или последствий	При многочасовой экспозиции действуют уже концентрации (Гесс)	В течение 6 час переносится без заметных послед- ствий
Хлор	2,5	0,1—0,15	0,04—0,06	0,01	0,001	0,003—0,005
Бром	5,5	0,22	0,04—0,06	0,022	0,001	0,005
Хлористый водород	5,5	1,8—2,6	1,5—2,0	0,06—0,13	0,01	0,013
Сероводород	1,2—2,8	0,6—0,84	0,5—0,7	0,24—0,36	0,1—0,15	0,12—0,18
Сернистый газ	—	1,4—1,7	0,4—0,5	0,17—0,64	0,02—0,03	0,06—0,1
Аммиак	—	2,5—2,7	2,5—4,5	0,18	0,1	0,06
Нитрозные газы	—	0,6—1,0	—	0,2—0,4	—	(0,2)
Фосфористый водород	—	0,56—0,84	0,4—0,6	0,14—0,26	0,1 через 6 час следует смерть	—
Мышьяковистый водород	5,0	0,05	0,02	0,02	0,01	0,01 (?)
Оксись углерода	—	2—3	2—3	0,5—1,0	0,2	0,1
Углекислота	360	90—120	60—80	60—70	20—30	10
Фосген	—	0,02—0,1	0,05	—	—	—
Бензин	—	30—40	25—30	10—20	5—10	10
Бензол	—	20—30	—	10	5—10	5—10
Хлороформ	—	200	—	30—40	—	20—30
Четыреххлористый угле- род	—	400—500	150—200	60—80	10	—
Сероуглерод	—	15	10—12	3,5	1—1,2	—
Синильная кислота	0,3	0,12—0,15	0,12—0,15	0,05—0,06	0,02—0,04	0,02—0,04
Нитробензол	—	—	—	1,0—1,5	—	0,3—0,5
Анилин	—	—	—	0,5	—	0,15—0,2

<sup>1</sup> По Леману, Гессу и Цангеру.

Название	Взрывоопасные пределы		Название	Взрывоопасные пределы	
	нижний	верхний		нижний	верхний
Сероуглерод	2,0	32,0	Этилен	4,0	14,2
Бензин (C <sub>6</sub> H <sub>14</sub> )	2,5	4,8	Этан	4,2	9,2
Пентан	2,5	4,8	Метан	6,0	13,9
Бензол	2,8	5,8	Водород	9,5	65,8
Эфир	2,9	7,5	Светильный газ	9,8	25,0
Ацетон	3,0	9,0	Водяной газ	12,7	67,9
Ацетилен	3,5	52,3	Окись углерода	16,1	73,4
Этиловый спирт	4,0	13,6	Аммиак	16,5	26,8

Таблица IX—3

Растворители	Пределы взрывчатости			
	нижний		верхний	
	объемные, %	г/м <sup>3</sup>	объемные, %	г/м <sup>3</sup>
Ацетон	2,5	60,5	9	218
Этилацетат	2,25	82,4	11	403
Этиловый эфир	1,25	38,6	10	308
Этиловый спирт	4	73,3	14	256
Бензин	2,4	137	4,9	281
Бензол	1,5	48,7	9,5	308
Метиловый спирт	5,5	73,4	21	280
Толуол	1,3	50	7	268

### § 37. Распространение газов и паров в воздухе помещения

В распространении газов и других вредностей по помещению решающую роль играют потоки воздуха самого разнообразного происхождения и их циркуляция (молярный перенос). Так называемая диффузия (обмен молекулами между соседними близрасположенными слоями — молекулярный перенос, происходящий в силу разности парциальных давлений или концентраций) играет ничтожную роль.

Вследствие циркуляции потоков в помещении скорость распространения вредностей возрастает в сотни раз по сравнению со скоростью диффузии.

В производственной обстановке без ощутимых токов скорость воздуха составляет 0,1—0,2 м/сек, в то время как скорость диффузии — сотые доли см/сек.

Поведение выделяющейся газообразной вредности в окружающем воздухе зависит от удельного веса газа, его концентрации в смеси, от циркуляции потоков в помещении. Как уже сказано, решающая роль в распространении газов и паров по помещению принадлежит циркуляции.

Понятно, что струйки газа, который легче воздуха, всплывают кверху, перемешиваются с воздухом и вследствие циркуляции возвращаются в разбавленном виде в нижнюю зону.

Газы и пары, которые тяжелее воздуха, имеют тенденцию погружаться вниз, падать; но эта тенденция осложняется присутствием нагретых поверхностей, их конвекционными токами и токами иного происхождения.

Нужно иметь в виду, что нагревание воздуха на  $1^\circ$  уменьшает вес одного кубического метра воздуха примерно на 3—4 г, допустимые же концентрации исчисляются чаще всего сотыми и тысячными долями граммов на кубический метр воздуха. В особо неблагоприятных условиях концентрации газов, которые приходилось наблюдать в производственных условиях (по литературным данным), составляют, например, для  $\text{SO}_2$  —  $0,4 \text{ г/м}^3$ ,  $\text{NH}_3$  —  $0,127 \text{ г/м}^3$ ,  $\text{H}_2\text{S}$  —  $0,43 \text{ г/м}^3$ ,  $\text{Cl}$  —  $0,1 \text{ г/м}^3$ .

Если воздух даже с такими большими концентрациями получит местное нагревание только на  $1/4^\circ$ , вследствие, например, соприкосновения с горячей поверхностью или смешения с местной струйкой теплого воздуха, то он должен будет подняться кверху. Поэтому удельный вес газа и его концентрации еще не определяют направления распространения.

В том случае, когда газ тяжелее окружающего воздуха, имеет с ним одинаковую температуру и не подвергается нагреванию, он стремится опускаться книзу. Например, при пульверизационной окраске станков нитрокрасками в общем помещении без источников тепла и без вентиляции наибольшие концентрации бензола находили внизу, у пола.

При работе вентиляции распределение концентраций будет зависеть от того, как организованы воздушные потоки. В неподвижном воздухе помещения распространение газа идет посредством диффузии. В этих условиях для распространения газа по всему помещению потребовалось бы весьма длительное время. Такое явление иногда можно наблюдать, например, в складах реактивов и других непрветриваемых помещениях.

В большинстве случаев в цехах, где выделяются газы, имеются нагретые поверхности с возникающими около них теплыми струями, происходит перемещение разного рода механизмов, работа приводов, передвижение людей и связанная с этим циркуляция воздуха, которая в значительной степени нарушает естественное стремление тяжелого газа падать вниз и создавать наибольшие концентрации у пола помещения.

Примитивные соображения о том, что газ более тяжелый, чем воздух, должен скапливаться у пола, строились без учета окружающей обстановки и иногда приводили проектировщиков вентиляции к курьезам. Некоторые из этих курьезов получили отражение в литературе<sup>1</sup>. Так, например, в цехе электролиза хлора бы-

<sup>1</sup> Селиверстов Н. А. Вентиляция химических заводов. — М.: ОНТИ. Госстройиздат, 1934.

ли в одном случае устроены специальные канавки, по которым, предполагалось, хлор будет стекать в вытяжные отверстия; в другом случае был устроен решетчатый пол. Любопытнее всего, что анализами воздуха хлора под решетчатым полом обнаружено не было, под потолком же наблюдались высокие концентрации его.

В некоторых случаях скопление тяжелых паров и газов имеет место в нижних зонах, у пола помещения. Предпосылкой для этого должно быть отсутствие конвекционных токов. Такие вещества, как бензин, эфир и пр., летучие испарения которых сопровождаются поглощением тепла из воздуха, охлаждая окружающий воздух, имеют тенденцию падать книзу и токами разноситься по помещению.

Распределение концентрации в помещении часто носит весьма сложный характер. Концентрация в какой-либо области помещения обуславливается всей совокупностью струй, их взаимодействием и циркуляцией и в сложной производственной обстановке не может быть заранее определена расчетом.

В цехах с очень интенсивными источниками тепла наибольшая концентрация вредных газов при правильной организации воздухообмена оказывается в верхних зонах помещения. Это относится к таким газам и парам, как хлор, аммиак, окислы азота, пары кислот, окись углерода и т. д.

Наиболее эффективным приемом вентилирования при вредностях вообще, и в особенности при газообразных, являются местные отсосы.

При общеобменной вентиляции приток воздуха нужно устраивать так, чтобы не нарушать естественного расслоения воздуха. Если наибольшие концентрации вверху, то вытяжку воздуха нужно производить из верхних уровней, если наибольшие концентрации внизу, то — снизу. Это даст возможность получить заданные параметры воздуха с наименьшим воздухообменом.

В тех случаях, когда при общеобменной или комбинированной вентиляции не представляется возможным хотя бы приблизительно представить картину циркуляции воздушных потоков в помещении и распределение концентраций, то для воспроизведения картины потоков следует прибегать к моделированию.

Моделирование дает возможность не только воспроизвести картину потоков в помещении, но и с достаточной вероятностью предугадать распределение концентраций.

### **§ 38. Определение расчетного количества выделяющихся газов и паров**

Подсчет количества газо- и парообразных вредностей в очень редких случаях удается производить теоретическим путем. В большинстве случаев приходится пользоваться или накопленными и достаточно проверенными экспериментальными данными или же

в крайних случаях прибегать к определению в натуре из воздушно-газового или материального балансов.

Аппаратура и коммуникации, в которых газы находятся под давлением, подвергаются испытанию на герметичность. О технической герметичности судят по понижению давления в аппарате в единицу времени. В практике химических заводов падение давления за час допускают от 1 до 3%. Если падение давления при испытании не превышает указанной цифры, то техническая герметичность оборудования считается удовлетворительной (нормальной).

*Приближенное определение количеств газов и перегретых паров, просачивающихся через неплотности аппаратов и коммуникаций, работающих под давлением*

Принимая, что просачивание газов через неплотности подчиняется тем же законам, что и истечение струи через небольшие отверстия, и предполагая, что истечение подчиняется адиабатическому закону, для подсчетов можно пользоваться следующей формулой<sup>1</sup>:

$$G = kcV \sqrt{\frac{m}{T}} \left[ \frac{кг}{час} \right],$$

где  $k$  — коэффициент запаса, учитывающий состояние оборудования;  $k=1 \div 2$ ;

$c$  — коэффициент, зависящий от давления газов или паров в аппаратуре; значение коэффициента  $c$  (при нормальных условиях испытания аппаратуры на герметичность) для разных рабочих давлений представлено в табл. IX—4;

$V$  — внутренний объем в  $m^3$  аппаратуры и коммуникаций, находящийся под давлением;

$m$  — молекулярный вес газов или паров в аппаратуре;

$T$  — абсолютная температура паров или газов в аппаратуре.

Таблица IX—4

Давление, <i>атм</i>	Менее 2	2	7	17	41	161	401	1001
Коэффициент $c$	0,121	0,166	0,182	0,189	0,152	0,298	0,297	0,370

Утечка газа в зависимости от его молекулярного веса при удовлетворительной эксплуатации аппаратуры составляет приблизительно от 7 до 12% в час объема аппаратуры, в которой заключается газ.

<sup>1</sup> Репин Н. Н. Метод расчета вентиляции химических производств // Отопление и вентиляция. — 1938. — № 4—5.

Приведенную формулу и помещенные в табл. IX—4 коэффициенты следует рассматривать как ориентировочные.

**Пример.** Определить количество сероводорода ( $H_2S$ ), просачивающегося в помещение через неплотности аппаратуры и трубопроводов при допустимых условиях герметизации их, если известны рабочее давление газа в аппаратуре 1 *ати*, в трубопроводах 2 *ати*; объем аппарата 20  $m^3$ ; объем трубопроводов (суммарный) равен 10  $m^3$ ; температура газа в аппаратах  $t_{an}=100^\circ$ , в трубопроводах  $t_m=25^\circ$ .

Для аппаратуры из табл. IX—4  $P_p=2$  ата,  $c=0,166$ ,  $z_n=1$  примем  $k=1,5$ ;

$$G_{an} = \frac{1,5 \cdot 0,166 \cdot 20 \sqrt{34}}{\sqrt{373}} = 3,26 \text{ кг/час.}$$

Для трубопроводов

$$c = 0,182; \quad k = 1,5;$$

$$G_{mp} = \frac{1,5 \cdot 0,182 \cdot 10 \sqrt{34}}{\sqrt{298}} = 0,925 \text{ кг/час.}$$

Всего выделяется газа в час

$$G_{an} + G_{mp} = 4,185 \text{ кг/час.}$$

*Определение расчетного количества вредностей по воздушно-газовому и тепловому балансам помещения*

Для решения этой задачи используем данные, полученные при испытании спиртоиспарительной станции одного из заводов.

Станция расположена в отдельном помещении и имеет размеры  $13,8 \times 10$  м при высоте 12,4 м (объем 1 600  $m^3$ ). В крыше станции имеется световой фонарь с поверхностью остекления по 10  $m^2$  с каждой стороны его. Оборудование станции состоит из испарителей горизонтального и вертикального типов с рабочим давлением до 6 ата. Одна часть испарителей обогревается водяным паром, другая — отработавшими печными газами. Основными вредностями являются избыточное тепло и пары спиртовой смеси, проникающие через неплотности аппаратуры и коммуникации.

При испытании было установлено, что приток от механической вентиляции составлял 4 900  $m^3/час$ , или  $4\,900 \cdot 1,139 = 5\,600$  кг/час, при  $t=28,5^\circ$ ,  $\varphi=39\%$ ,  $d=9,8$  г/кг и  $J=12,9$  ккал/кг. Механический приток вследствие неудачного расположения места забора наружного воздуха имел начальную концентрацию паров спирта  $K_n=0,197$  г/ $m^3$ . Удалялось воздуха через створки фонарей 33 200  $m^3/час$ , или  $33\,200 \cdot 1,115 = 37\,100$  кг/час при  $t_2=36,7^\circ$ ,  $\varphi=25\%$ ,  $d=9,8$  г/кг и  $J=14,6$  ккал/кг со средней концентрацией  $K_k=0,472$  г/ $m^3$ . Приток воздуха через окна как разность между



вытяжкой и механическим притоком с  $t=25,9^\circ$ ,  $\varphi=46\%$ ,  $d=9,8$  г/кг и  $J=12,2$  ккал/кг составляя  $37\ 100-5\ 600=31\ 500$  кг/час, или  $27\ 500$  м<sup>3</sup>/час. По непосредственному замеру приток получился равным  $28\ 500$  м<sup>3</sup>. Разность  $28\ 500-27\ 500=1\ 000$  м<sup>3</sup>/час является неувязкой, что всегда имеет место при испытаниях в натуре, в пределах до 10% она является допустимой. В данном случае она составляет

$$\frac{1\ 000 \cdot 100}{27\ 000} = < 4\%.$$

Воздух, поступавший через окна, имел концентрацию паров спирта  $0,096$  г/м<sup>3</sup>.

На основании этих данных определяем количество паров спирта, выделяющихся в помещение:

с механическим притоком воздуха поступает

$$\frac{0,197 \cdot 4\ 900}{1\ 000} = 0,96 \text{ кг/час};$$

с естественным притоком воздуха поступает

$$\frac{0,096 \cdot 28\ 300}{1\ 000} = 2,72 \text{ кг/час};$$

удаляется с воздухом через фонарь

$$\frac{0,472 \cdot 33\ 200}{1\ 000} = 15,67 \text{ кг/час}.$$

Количество паров спирта, выделяющихся в помещении, определяется как разность  $15,67-(0,96+2,72)=12,0$  кг/час.

Пренебрегая ввиду их незначительности потерями тепла через ограждения, получим количество тепла, выделяемого аппаратурой.

Приход тепла с механическим притоком

$$5\ 600 \cdot 12,9 = 72\ 200 \text{ ккал/час};$$

с естественным притоком

$$31\ 500 \cdot 12,2 = 385\ 000 \text{ ккал/час}.$$

Удаляется с воздухом через фонари

$$37\ 100 \cdot 14,6 = 543\ 000 \text{ ккал/час}.$$

Выделение тепла аппаратурой как разность между приходом и расходом  $543\ 000-(72\ 200+385\ 000)=86\ 000$  ккал/час.

Средние концентрации внизу помещения составляли  $0,296$  мг/л, посредине (по высоте)  $0,233$  мг/л и вверху  $0,472$  мг/л. Превышение концентрации внизу помещения над концентрацией посредине его высоты обуславливалось подачей естественного притока на расстоянии  $4$  м от пола (за неимением отверстий, расположенных

ниже). Этот приток, вливаясь, сбивал правильное расслоение концентраций.

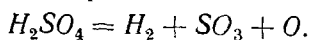
Наличие концентраций паров в механическом притоке в большей мере, чем в естественном, говорит о неправильном выборе места забора воздуха. По этой же причине и распределение температур по высоте помещения тоже оказывается несколько сбивтым. Так, при температуре наружного воздуха в  $25,9^\circ$  температура внизу у пола равняется  $33,3^\circ$ , посредине (по высоте)  $35,4^\circ$  и вверху (фонарь)  $35,8^\circ$ .

Данные испытания дают возможность установить количество вредностей, на основании которых наиболее надежно можно определить расчетный воздухообмен, и позволяют наиболее правильно выбрать тот или иной способ или прием вентилирования.

Теоретическое определение количества выделяющегося газа можно показать на примере подсчета количества водорода, выделяющегося при зарядке свинцовых аккумуляторов<sup>1</sup>.

Аккумулятор состоит из ряда чередующихся пластин, помещаемых в сосуд с раствором серной кислоты. Промышленностью выпускаются аккумуляторы различной емкости: от 36 до 5328 а-ч. Нормальная аккумуляторная батарея состоит из 60 последовательно соединенных аккумуляторов с напряжением по 2 в, что в среднем дает полное напряжение 120 в.

Под действием электрического тока, пропускаемого через аккумулятор, серная кислота разлагается по следующей реакции:



Кислород выделяется на положительном полюсе, водород — на отрицательном, а  $SO_3$ , соединяясь с водой, вновь образует  $H_2SO_4$ . Для зарядки аккумуляторов применяется нормальный зарядный ток в  $1/4$  емкости батареи в ампер-часах.

При зарядке выделяются водород и кислород; выделение их достигает максимума к концу зарядки, когда почти весь ток тратится на разложение воды. В период перезарядки выделяются так называемые «полые капли» — пузырьки газа, заключенные в оболочку электролита  $H_2SO_4$ ; «полые капли» лопаются и загрязняют воздух мельчайшими частицами серной кислоты. Они и являются основной вредностью. Однако, кроме этого, при определении воздухообмена должно быть учтено и другое обстоятельство: смесь кислорода воздуха с выделяющимся водородом может образовать взрывоопасную смесь при содержании водорода более 4% по объему.

Один элемент при пропускании электрического тока емкостью в 1 а-ч, по закону Фарадея, выделяет при нормальных условиях ( $0^\circ$  и 760 мм рт. ст.):

Водорода . . . . .	0,03748 г; 0,42 л
Кислорода . . . . .	0,2984 г; 0,21 л

<sup>1</sup> Заимствовано из материалов Промстройпроекта.

Таким образом, объем<sup>1</sup> выделяющегося водорода составляет

$$V = 0,42 \left( \frac{1}{4} E \right) n = 0,105 En \left[ \frac{\lambda}{\text{час}} \right], \text{ или } 0,000105 En \frac{\text{м}^3}{\text{час}},$$

где  $E$  ( $a-c$ ) — емкость батарей;

$n$  — число последовательно установленных аккумуляторов данной емкости (обычно  $n$  численно равно вольтажу установки, деленному на 2).

Допустимое содержание водорода в воздухе из условий взрывоопасности принимается равным от 1 до 0,5% по объему, а при учете мелких капель серной кислоты воздухообмен, определяемый по водороду, увеличивается в 1,5—2 раза:

$$L_1 = \frac{1,5 \cdot 100 \cdot 0,105 En}{1000} = 0,0158 En \left[ \frac{\text{м}^3}{\text{час}} \right].$$

### *Определение расчетного количества вредности по воздушно-газовому балансу источника*

В качестве примера рассмотрим определение количества  $\text{CO}$ , выделяющейся залитыми опоками. Над опоккой на некотором расстоянии, позволяющем свободно подтекать воздуху, устанавливается кольяк и по количеству проходящего воздуха и разности концентрации определяется количество  $\text{CO}$ .

Экспериментами установлено, что количество выделяющейся  $\text{CO}$  в среднем на 1 т залитого чугуна в час составляет для отливок весом до 50 кг—1 400 г, 200—250 кг—1 000 г, 300—500 кг—850 г и для отливок весом 1 т—750 г, 5 т—600 г и 15 т—500 г.

Аналогичным приемом Е. И. Воронцовой и Т. С. Карачаровым были определены количества выделяющегося фтористого водорода и окиси углерода при автоматической сварке под слоем флюса.

При силе тока 900, 750 и 400 а, скорости сварки 15 м/час, диаметре электродной проволоки 4—6 мм, толщине флюсовой подушки 40—60 мм и скорости подачи проволоки 1,2 м/мин были получены следующие данные: количество выделяющегося фтористого водорода (по разным флюсам) на 1 кг наплавленного металла составляло от 30 до 36,5 мг/кг, а окиси углерода—от 600 до 940 мг/кг наплавленного металла.

## Глава X. ПЫЛЬ

### § 39. Понятие о пыли и ее свойствах

Под термином «пыль» понимают материальную систему, состоящую из мельчайших частичек твердого вещества, рассеянных в га-

<sup>1</sup> При иных температуре и давлении объем  $V_{t,p}$  определяется по формуле

$$V_{t,p} = \frac{760(273 + t_2)}{273 p_2} \cdot V_2.$$

зообразной среде. Такие системы носят название дисперсных и состоят из дисперсной фазы (мельчайшие частички) и дисперсионной среды (воздух, газ). Когда частицы пыли взвешены в воздухе (газе), их называют аэрозолями, а при осаждении, когда масса газовой фазы относительно мала (например, скопление пыли), они носят название аэрогелей.

В коллоидной науке, изучающей дисперсные системы, термин «пыль» не применяется. Системы с наивысшей степенью дисперсности, частички которых настолько малы, что испытывают влияние ударов молекул газа, участвуя в броуновском движении, называют дымами. Системам более грубодисперсным присвоено название туманов.

Мельчайшие частички твердого тела, взвешенные в воздухе, по своим физическим свойствам значительно отличаются от того же вещества в плотном (нераздробленном) состоянии. Отличия эти обуславливаются громадным увеличением суммарной поверхности раздробленного вещества. Это приводит к колоесальному увеличению числа поверхностных молекул вещества, наиболее активных как в химическом, так и в физическом отношении.

Если кубик, имеющий размеры сторон по 1 см, а общую поверхность 6 см<sup>2</sup>, раздробить на ряд кубиков с величиной сторон в 1,0 м, то суммарная поверхность всех кубиков составит 6,0 м<sup>2</sup>.

Вещества, обычно легко сгорающие в воздухе, например сахар, уголь, крахмал, будучи размельчены в виде тонкой пыли, при зажигании взрываются с большой силой.

Возросшая суммарная поверхность раздробленного вещества влечет за собой ускорение физического обмена молекулами между дисперсной фазой и средой. Например, количество адсорбированного газа пропорционально поверхности соприкосновения (адсорбция — явление, происходящее на поверхности).

При раздроблении вещества увеличивается во много раз его электроемкость, так как поверхность, по которой распределяются заряды, сильно увеличивается. Частицы заряжаются электричеством: а) прямой адсорбцией ионов из самого газа, б) путем контакта с соответствующей твердой или жидкой поверхностью.

## § 40. Образование пыли, ее источники и классификация

Громадные количества пыли образуются при дроблении, размалывании, взрыве, просеивании, при пересылке, транспортировке и обработке материала: обдирке, шлифовке, полировке, при трепке льна и хлопка, при выбивке опок и т. д.

При пульверизационных способах окраски образуется красочная пыль — мельчайшие капельки растворителя и красочного пигмента. При травлении, хромировании и электролизе образуются так называемые «полые капли» — жидкая шарообразная оболочка, наполненная водородом. Поднимаясь вверх в восходящем воздушном потоке, «полые капли» лопаются, образуя мельчайшие

частицы, состоящие чаще всего из раствора кислоты травильной ванны.

Запыленность воздуха характеризуется или весом пыли в единице объема ( $мг/м^3$ ) или числом частиц в кубическом сантиметре. Для полной характеристики пыли необходимо знание того и другого.

По санитарным нормам проектирования промышленных предприятий (Н 101—54) содержание нетоксической пыли в воздухе рабочей зоны производственных помещений не должно превышать  $2 мг/м^3$  для пыли, содержащей кварц в количестве более 10% (пыль кварца, кварцита и др.), и для асбестовой пыли; для остальных видов пыли максимальную норму составляют  $10 мг/м^3$ .

В соответствии с указаниями, приведенными в Н 101—54, предельно допустимые концентрации пыли в воздухе рабочей зоны в пределах указанных норм устанавливаются по отраслям промышленности применительно к отдельным производственным процессам соответствующими министерствами по согласованию со Всесоюзной государственной санитарной инспекцией.

Пыль может оказывать неблагоприятное действие на здоровье рабочих. Известно, например, что вдыхание в течение длительного времени значительных количеств пыли, содержащей двуокись кремния ( $SiO_2$ ), и асбестовой пыли может вызвать заболевание *силикозом* или *асбестозом*. *Кварцевый песок*, *речной песок*, представляющие двуокись кремния, широко используются в литейных в качестве составляющих в формовочных и стержневых землях, при пескоструйной очистке отливок и в качестве основной массы при изготовлении керамики, стекла, фарфора и т. д.

Попадая в трущиеся части машин, песок способствует быстрому изнашиванию их.

Промышленная пыль, выбрасываемая производственными и вентиляционными отсосами, приводит к загрязнению атмосферы на заводской территории и в жилых кварталах. Находясь в атмосфере, она поглощает значительное количество солнечных лучей, а также является причиной образования частых туманов в городах, так как пылинки служат ядрами конденсации водяных паров. Кроме того, некоторые виды пыли при определенных условиях могут представлять большую опасность в отношении пожаров и взрывов.

По происхождению пыль принято делить на органическую (животного или растительного происхождения), неорганическую (металлическую и минеральную) и смешанную.

Обычно промышленная пыль представляет собой смесь частиц различных веществ; в лучшем случае в ней преобладает какое-либо одно вещество.

Различные виды пыли отличаются также по своим физико-химическим свойствам: величине частиц (степень дисперсности), удельному весу, форме, консистенции, по электрoзаряженности, способности адсорбировать различные вещества, воспламеняемости и взрывоопасности.

В производственной обстановке в пылевом облаке встречаются

частицы самых разнообразных размеров: от долей микрона до 100  $\mu$  и выше. Дисперсность их определяется происхождением, видом обработки, уровнем экспозиции и т. д.

По форме пылевых частиц различают обычно следующие системы: 1) пластинчатые, 2) нитевидные и 3) зернистые. Обычно промышленная пыль представляет смесь частиц различных систем и всевозможных переходов между ними.

Особенно большое значение имеют размеры пылевых частиц, их форма, удельный вес пыли и электрoзаряженность — те свойства, которые определяют поведение пылевых частиц в воздухе помещений. Эти свойства важны как с гигиенической, так и технической стороны. С технической — в вопросах улавливания пыли у мест ее возникновения и при очистке воздуха от пыли.

Крупные частицы быстро оседают. В органы дыхания тяжелая, крупная пыль в несколько десятков микронов не попадает. Легкая, волокнистая, иглообразная пыль, а также пыль, образовавшаяся путем конденсации в виде рыхлых хлопьевидных частиц, очень длительное время находится во взвешенном состоянии и медленно оседает.

Считают, что наибольшее количество пыли, попадающей в легкие, имеет размер до 5  $\mu$ , максимум до 10  $\mu$ .

Крупная пыль оседает на слизистой оболочке верхних дыхательных путей (носа и глотки). Частицы менее 5  $\mu$  наиболее опасны по воздействию на легочную ткань.

В настоящее время гигиенистами не разделяется мнение о том, что частицы размером от 0,5 до 0,25  $\mu$  и мельче являются относительно безвредными. Имеются основания полагать, что частицы таких размеров, не задерживаясь в носу, глубоко проникают в легочную ткань.

Исследования показывают, что в воздухе рабочих помещений преобладают частицы размером до 10  $\mu$ , причем от 40 до 90% пылинков имеют размеры менее 2  $\mu$ . Более высокий процент пылинок размером до 2  $\mu$  наблюдается в минеральной и металлической пыли, более низкий процент — в растительной и животной.

Частицы с размерами менее 0,1  $\mu$  участвуют в беспорядочном броуновском движении. При этом они либо оседают весьма медленно зигзагообразно (радиус частицы  $\sim 0,1-0,05 \mu$ ), либо вовсе не оседают, принимая участие в молекулярном движении воздуха (радиус частиц 0,001  $\mu$  и менее) и диффундируя по всем направлениям. Степень дисперсности пыли не остается постоянной во времени. Под влиянием самых разнообразных причин частицы могут слипаться, коагулировать, что способствует более быстрому их оседанию.

На скорость коагуляции оказывают влияние различные факторы: дисперсность, однородность по размерам и форме частиц, их электрическое состояние.

При прочих равных условиях коагуляция происходит тем быстрее, чем выше степень дисперсности. В полидисперсных системах коагуляция происходит быстрее, чем в однородных, более крупные

частицы служат как бы центрами коагуляции для более мелких. В высокодисперсной пыли содержатся частицы, несущие электрические заряды. При этом частицы одного и того же вещества бывают носителями как положительного, так и отрицательного заряда. Электрический заряд одинакового знака задерживает коагуляцию частиц; однако индукционные силы во многих случаях могут превратить отталкивание между частицами в притяжение; заряд частиц разного знака способствует их коагуляции.

Около пылинок имеется среда адсорбированного сжатого воздуха, давление его велико у поверхности частицы и довольно быстро спадает до давления окружающего воздуха. Вследствие наличия такой сферы тонкие порошки продолжительное время не слеживаются и приобретают текучесть подобно жидким телам.

Объем адсорбированного воздуха может во много раз превышать объем адсорбировавшей его пыли. Так, например, 1 л сажи может содержать  $950 \text{ см}^3$  адсорбированного воздуха, который при нормальных температуре и давлении занимал бы 2,5 л и лишь  $50 \text{ см}^3$  сажи. Следовательно, воздух значительно сжат вокруг частиц сажи. Частицы, окутанные такими сферами, менее способны к коагуляции.

Классификация пыли по размерам производится путем просеивания ее через систему проволочных сит с шириной отверстий в свету от  $42 \mu$  (практически от  $60\text{--}70 \mu$ ) и больше через определенные интервалы. Путем взвешивания остатков на ситах определяется процентное содержание по весу различных фракций. Более тонкие фракции пыли (имеющие поперечник меньше  $42 \mu$ ) определяются посредством отвеивания в воздушных сепараторах. Этот метод позволяет определить весовое содержание отдельных фракций и характеризовать эти фракции по лётным свойствам частиц (по скоростям витания)<sup>1</sup>. Схема установки показана на рис. X—1.

Внутренняя поверхность каждого сепаратора имеет зеркальную никелировку, вследствие чего пыль, продуваемая через сепаратор, меньше прилипает к стенкам и легче стряхивается с них при постукиваниях по сепаратору. К нижней части сепаратора при помощи резиновой муфты присоединяется небольшой стеклянный насадок, в который помещается навеска исследуемой пыли. Стеклянный насадок, изображенный отдельно на рис. X—1, имеет впаянную стеклянную трубку, немного не доходящую до дна насадки, наружный же конец этой трубки присоединяется резиновой трубкой к воздухоподающей установке.

Процесс продувки исследуемой пыли заключается в следующем.

Прежде всего в стеклянный насадок, выполняющий роль весового стаканчика, отвешивается навеска пыли, подлежащей исследованию.

Стеклянный насадок с навеской пыли присоединяется при помощи резиновой муфты к наиболее широкому сепаратору

<sup>1</sup> Ромашев Г. И. Основные принципы и методы определения дисперсного состава промышленных пылей. — Л.: ЛИОТ, 1938.

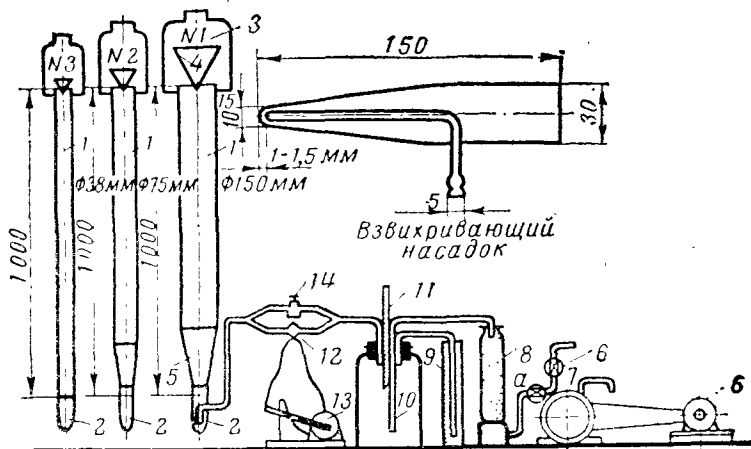


Рис. X—1. Воздушный анализатор дисперсного состава пыли и взвешивающий насадок анализатора:

1 — цилиндрическая труба; 2 — взвешивающий насадок; 3 — стеклянный колпак; 4 — рассеивающий конус; 5 — переходный конус; 6 — электродвигатель; 7 — воздуходувка; 8 — хлорокальциевая колонка для сушки воздуха; 9 — гидравлический затвор; 10 — бутылка для выравнивания толчков давления; 11 — термометр; 12 — измерительная диафрагма; 13 — микроманометр; 14 — кран для сообщения пыли первого воздушного толчка

(№ 1), а посредством резиновой трубки — к воздухоподающей установке.

Струя подаваемого воздуха, поступая в стеклянный насадок, приводит в движение навеску пыли. Частицы пыли взлетают с током воздуха в сепаратор, и те из них, скорость падения которых меньше скорости потока воздуха в цилиндрической части сепаратора, поднимаются к верхнему обрезу сепаратора, выходят из него, отклоняются в сторону верхним глухим конусом и частью осаждаются под стеклянным колпаком на металлической подставке, частью же выходят в наружный воздух через верхнее отверстие стеклянного колокола.

Для отделения фракций с более крупными частицами дальнейшие продувки производят на сепараторах № 2 и 3.

Расход воздуха в сепараторах, требуемый для продувок отдельных фракций, рассчитывается обычно по скорости витания наиболее крупных частиц. Например, для фракции 0—5  $\mu$  расчет производится по скорости витания частиц, имеющих в диаметре 5  $\mu$ , для фракции 5—10  $\mu$  — по скорости витания частиц, имеющих в диаметре 10  $\mu$ , и т. д.

Стеклянный насадок (рис. X—1) выполняет роль весового стаканчика для навески пыли и служит входом для подаваемого из воздуходувки воздуха в сепараторы.

Хороший насадок должен создавать симметричный поток воздуха при входе в сепаратор без явлений закручивания потока и равномерное вихрение всей навески пыли.



**Цементная пыль**  
(удельный вес 3,63 г/см<sup>3</sup>, влажность 1,9%)

Фракции по скорости вытания, см/сек	0—0,125	0,125—0,5	0,5—2	2—8	8—16	16—32	32—128	Остаток >128
Фракции	0—3,33	3,33—6,65	6,65—13,3	13,3—26,6	26,7—37,6	37,6—53,4	53,4—106,3	>106,3
Средний размер в микро- нах	1,66	5	10	20	32	45	80	>80
В процентах	4,4	13,8	13,8	22,6	7,1	19,5	22,6	1,8
Процент веса частиц большого размера	100	95,6	81,8	68,0	45,4	38,3	18,8	0

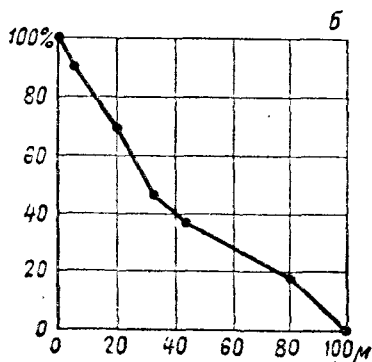
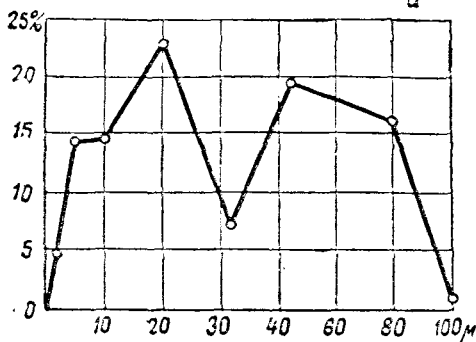


Рис. X—2. Дисперсный состав цементной пыли:

а — кривая распределения;  
б — кривая полных остатков цементной пыли

Кривую суммарных остатков можно построить, суммируя последовательно процентные количества фракций от больших размеров к меньшим. По этой кривой для каждого данного размера частиц, взятого на абсциссе, получаем на ординате процентное количество частиц, имеющих размеры более данного.

В табл. X—1 приводится дисперсный состав цементной пыли, разделенной по фракциям, в воздушном сепараторе по скоростям витания, пересчитанным на размеры частиц.

По средним размерам частиц каждой фракции построены кривая распределения и кривая суммарных остатков (рис. X—2).

В качестве примера дисперсного состава промышленных пылей по числу частиц приводится табл. X—2. (Цифры в таблице показывают процентное соотношение частиц различных размеров.)

В табл. X—3\* приведено распределение частоты размеров в

Микроскопический анализ размеров пылинок с дальнейшим пересчетом на весовые единицы не дает сколько-нибудь правильных результатов.

Микроскопический анализ дает возможность судить о размерах и форме частиц, которые улавливаются на предметные стекла, смазанные, например, канадским бальзамом.

Данные анализов обрабатываются в форме графиков.

Весовая доля частиц, лежащих в интервале двух значений размеров, взятых в качестве нижней и верхней границы, носит название фракции. Обычно весь диапазон размеров частиц разбивают не менее чем на 5—6 фракций.

Для наглядности изображения строят кривую распределения. На абсциссе откладывают размеры частиц в микронах, на ординате — весовое содержание в процентах.

\* По Карминскому М. С./Тр. Укр. ин-та патологии и гигиены труда. — Киев, 1930. — Вып. 10.

Вид пыли	Размер частиц, $\mu$							максимальный размер
	меньше 2	3—5	6—10	11—25	26—50	51—100	больше 100	
Песчаная (просеивание)	11,7	22,7	28,0	29,3	7,1	1,2	—	104
Наждачная (сухая правка круга)	52,2	16,0	9,8	15,4	5,0	1,4	0,2	—
Пеньковкая (ручная сортировка)	2,9	15,1	29,2	35,8	11,3	3,9	1,8	202
Антрацитовая (распыление в лаборатории)	28,5	22,1	19,3	23,6	5,3	1,2	—	76
Чугунная (обточка)	73,0	8,8	6,6	8,1	2,3	1,0	0,2	124
Медная (обточка)	59,6	18,1	10,5	10,1	1,3	0,4	—	104
Свинцовая (машинный набор)	59,7	14,0	14,4	9,9	1,8	—	0,2	120
Окись цинка (у цинковальной печи)	6,0	16,6	27,5	30,8	13,4	4,7	1,0	146

микронах различных промышленных пылей в зависимости от способа обработки и вида их.

Из таблицы видно, что преобладающее число частиц минеральной, растительной и животной пыли приходится на размеры от 6 до 25  $\mu$ , а металлической пыли — на частицы размером до 2  $\mu$ .

Таблица X—3

Источники и виды пыли	Средние размеры частиц												
		0—0,49	0,5—0,99	1—1,49	1,5—1,99	2,0—2,49	2,5—2,99	3—3,49	3,5—3,99	4—4,49	4,5—4,99	5—5,49	5,5—5,99
Пескоструйный аппарат	1,4	1,4	19,7	34,7	20,3	12,6	5,2	2,8	1,6	1,1	0,2	0,2	0,2
Дробилка	1,4	—	13,0	39,0	33,0	10,5	2,5	2,0	—	—	—	—	—
Просеивание	1,3	2,0	31,5	33,0	16,0	10,0	4,5	2,5	0,5	—	—	—	—
Воздух литейной	1,2	—	26,0	48,0	17,0	8,0	1,0	—	—	—	—	—	—
Алюминиевая пыль	2,2	3,0	8,0	25,0	14,0	11,5	9,0	6,5	3,0	3,5	4,0	7,0	10,0
Бронзовая пыль	1,5	1,0	12,0	33,0	25,0	21,0	6,0	1,5	—	—	—	—	—
Атмосферная пыль	0,5	56,0	41,0	2,5	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—

По взрывоопасности пыль, образующуюся при различных процессах производства, разбивают на три класса.

К первому классу принадлежат наиболее легко воспламеняемые сорта пыли. Для их воспламенения достаточно очень небольшой источник тепла (зажженная спичка). Сюда относится пыль сахара, декстрина, пробки, а также крахмал, какао, рисовая мука и т. д.

Ко второму классу принадлежат сорта пыли, воспламеняющиеся при источнике тепла больших размеров (вольтова дуга, бунзеновская горелка). Сюда относятся пыль кож, опилки древесные, жмыхи (масляные), отруби, шерсть (очески) и т. д.

К третьему классу принадлежат сорта пыли, которые в условиях производства обыкновенно не взрываются вследствие своей малой дисперсности, наличия больших количеств негорючих веществ. Сюда относятся табак, уголь (литейной мастерской), древесный уголь, сажа литейной мастерской, кокс, графит и т. д.

Таблица X—4

Пыль	В миллиграммах на 1 л воздуха		
	раскаленное тело	вольтова дуга	искра от индукционного тока
Сера	7,0	13,7	13,7
Сахар	10,3	17,2	34,4
Алюминий	7,0	7,0	13,7
Каменный уголь	17,2	24,1	Нет возгорания

В табл. X—4 приведены взрывоопасные концентрации некоторых видов пыли при трех различных способах нагревания: а) раскаленным телом, например спиралью из платиновой проволоки, нагретой до красного каления, б) вольтовой дугой и в) искрой, полученной от индукционной катушки.

#### § 41. Определение скорости падения частиц в спокойном воздухе

Из опытов известно, что сопротивление жидкостей и газов движению погруженного в них тела для средних величин скоростей пропорционально квадрату скорости.

При очень малых скоростях и размерах частиц сопротивление пропорционально первой степени скорости.

В рассматриваемой нами области явления сопротивления воздуха падению в нем мелких частичек, как показывают наблюдения, вполне охватываются законом, где показатель степени скорости не превышает двух.

Рассмотрим падение материальной точки в спокойном воздухе. Масса точки  $m$  свободно, без толчка, падает из точки  $O$ , которую примем за начало координат. Ось  $x$  направим вертикально вниз (рис. X—3). Под влиянием силы тяжести  $P=mg$  точка будет падать и все время будет находиться на оси  $x$ . Поэтому достаточно рассматривать одну координату  $x$  и одно дифференциальное уравнение движения. Среда будет оказывать сопротивление движению, которое, как уже сказано, пропорционально квадрату скорости  $R=kv^2$ , где  $k$  — коэффициент пропорциональности.

$$m \frac{dv}{dt} = mg - kv^2.$$

Если масса не бесконечно мала, то, интегрируя, получим

$$\tau + c = \int \frac{m dv}{mg - kv^2}.$$

Легко видеть, что когда время  $\tau$  стремится к бесконечности, то

$$kv^2 = mg,$$

то есть с течением времени скорость падения приобретает постоянную величину, определяемую из равенства

$$kv^2 = mg; \quad v = \sqrt{\frac{mg}{k}}.$$

Таким образом, скорость падения частички в вязкой среде не может беспредельно возрастать, а с течением времени достигает некоторой наибольшей величины, которую и сохраняет (эту постоянную скорость падения в технике вентиляции принято называть скоростью витания, то есть если падающая с постоянной скоростью частица окажется в вертикальном восходящем потоке (с той же скоростью), то падать она не будет, а будет держаться в воздухе — витать).

Можно доказать, что скорость, только на 0,5% отличающуюся от скорости, достигаемой при  $\tau = \infty$ , частица приобретает через интервал времени, равный<sup>1</sup>

$$\tau \approx \frac{3}{g} \sqrt{\frac{mg}{k}} \approx 0,3v,$$

а глубина, на которую упадет за этот промежуток времени частичка в среде неподвижного воздуха  $h$ , равна

$$h = 0,24 \frac{mg}{k} \approx 0,24 v^2.$$

Таким образом, через очень небольшой интервал времени, которым при практических расчетах представляется возможным пренебрегать, частичка приобретает постоянную скорость падения, которая с точностью до 0,5% выражается формулой

$$v \approx \sqrt{\frac{mg}{k}}.$$

В аэродинамике сопротивление среды движущемуся в ней телу выражают общей формулой

<sup>1</sup> Вывод изложен в книге Лойцянского Л. Г., Лурье А. И. Теоретическая механика. Ч. II. Динамика. — М.: ГТТИ, 1933. — С. 43—44.



$$R = cF \frac{\rho_s v^2}{2},$$

где  $R$  — сила сопротивления, кг;

$c$  — коэффициент, являющийся функцией числа ( $Re$ );

$F$  — площадь проекции тела на плоскость, перпендикулярную вектору скорости;

$\rho$  — плотность среды.

Иногда в литературе формула сопротивления приводится в виде

$$R = c_1 F \rho v^2.$$

Чтобы разница в обозначениях не повела к путанице, необходимо заметить, что

$$c_1 = \frac{c}{2}.$$

Следовательно, когда мы ранее писали, что  $R = kv^2$ , то под коэффициентом пропорциональности  $k$  должны были разуметь следующее выражение:

$$k = \frac{cF\rho_s}{2}.$$

Тогда

$$v \approx \sqrt{\frac{2mg}{cF\rho_s}}.$$

Если в порядке первого приближения принимать частички в виде шариков, то будем иметь

$$m = \frac{4\pi r^3 \rho_m}{3},$$

где  $r$  — радиус шарика;

$\rho_m$  — плотность частицы;

площадь миделя для шара  $F = \pi r^2$ .

Подставляя значения  $m$  и  $F$  в формулу для скорости, получим

$$v = \sqrt{\frac{8r\gamma m}{3c\rho_s}}.$$

Для воздуха  $\rho_s = 0,12$  формула примет более простой вид:

$$v = 3,3 \sqrt{\frac{d\gamma m}{c}}.$$

Но и в таком виде она неудобна для практических подсчетов, так как величина  $c$  в знаменателе под корнем, являясь функцией числа  $Re$ , зависит от искомой скорости  $v$ .

Для тел различной формы коэффициент сопротивления  $c$  определяют экспериментально, путем продувки геометрически по-

добных частицам тел в аэродинамических трубах, измеряя силу сопротивления при помощи аэродинамических лесов.

Для шаров, цилиндров круглых и эллиптических с различным удлинением соответствующие данные можно найти в курсах экспериментальных аэродинамик.

Нужно заметить, что, пользуясь дифференциальными уравнениями движения вязкой жидкости и пренебрегая силами инерции, Стокс чисто теоретическим путем получил формулу сопротивления для шара  $R = 6\pi r \mu v$ , где  $\mu$  — абсолютная вязкость среды.

Опыты показывают, что эта формула приложима только в очень узкой области, когда  $Re < 1$ . Другие попытки в этой области не дали должных результатов, так как опытные кривые в значительной степени отклоняются от теоретических.

Путем обработки результатов опытов над осаждением шариков и по продувке выведена экспериментальная формула. Она хорошо согласуется с экспериментальными данными в области изменений числа  $Re$  от 0 до 800, эта формула имеет вид

$$c = \frac{24}{Re} (1 + 0,15 Re^{0,687}). \quad (1)$$

Хорошее совпадение с экспериментальными данными до значений числа  $Re = 2000$  дает формула, предложенная Л. С. Клячко,

$$c = \frac{24}{Re} + \frac{4}{\sqrt{Re}}.$$

Задаваясь различными значениями  $Re$ , можно вычислить значения  $c$ .

Для  $Re < 1$  с достаточной для практики точностью можно принимать

$$c \approx \frac{24}{Re}.$$

Подставляя это значение в раскрытом виде  $(Re = \frac{v \cdot 2 r \rho_s}{\mu})$  в общую формулу сопротивления, получим

$$R_{Re < 1} = \frac{c F \rho_s v^2}{2} = \frac{24 \mu \pi r^2 \rho_s v^2}{2 r v \rho_s \cdot 2} = 6 \pi r \mu v \quad (2)$$

или же, подставляя значение  $c = \frac{24}{Re}$  в формулу для скорости, получим выражение, пригодное для  $Re < 1$ ,

$$v = \sqrt{\frac{8 r \gamma_m}{3 c \rho_s}} = \sqrt{\frac{8 r \gamma_m v 2 r \rho_s}{3 \rho_s 24 \mu}} = \sqrt{\frac{2 r^2 \gamma_m v}{9 \mu}}$$

и, возводя в квадрат, после упрощения получим

$$v_{Re < 1} = \frac{2 r^2 \gamma_m}{9 \mu}. \quad (3)$$

Значение абсолютной вязкости и удельные веса различных пылей можно взять из приводимых ниже табл. X—5 и X—6.

Таблица X—5

Весовая плотность  $\gamma$ , массовая плотность  $\rho$ , вязкость  $\mu$  и кинематическая вязкость  $\nu$  воздуха при давлении 760 мм рт. ст.

Величины и размеры	Температура, °C								
	-20	-10	0	10	20	40	60	80	100
$\gamma \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	1,39	1,34	1,29	1,24	1,20	1,12	1,06	0,99	0,94
$\rho \frac{\text{кг сек}^2}{\text{м}^4}$	0,142	0,137	0,132	0,127	0,123	0,114	0,108	0,101	0,096
$10^6 \mu \frac{\text{кг сек}}{\text{м}^2}$	1,59	1,65	1,71	1,77	1,83	1,95	2,07	2,19	2,33
$10^6 \nu \frac{\text{м}^2}{\text{сек}}$	11,3	12,1	13,0	13,9	14,9	17,0	19,2	21,7	24,5

Таблица X—6

Удельный вес различных видов пыли

Вид пыли	Удельный вес, определенный посредством	
	пикнометра	волюмометра
Древесная	1,17—1,24	—
Волосяная	1,21—1,57	—
Медная	7,74	—
Свинцовая (опилки)	11,82	11,80
Чугунная (опилки)	6,44	6,60
Фаянсовая	2,69	2,71
Глиняная	2,60	2,76
Песок из пескоструйного аппарата	2,70	3,10
Чугунная	4,595—7,326	7,162
Медная	8,178—9,651	8,273
Железная	5,678—7,881	—
Окись цинка	5,885—6,513	7,194
Наждак	3,163	3,447
Антрацитная	1,597	—
Шерстяная	1,549	—

Для  $Re \geq 1$  формулы (2) и (3) являются непригодными, и нужно пользоваться данными формулы (1). При этом для облегчения расчетов пользуются следующим приемом.

Для различных значений  $Re$  от 1 до 800 вычисляют  $c$  по формуле

$$c = \frac{24}{Re} (1 + 0,15 Re^{0,687}),$$



затем вычисляют следующие вспомогательные величины:

$$c Re^2 = \frac{4 d^3 \gamma_m}{3 \rho_0 \nu^2}, \quad (4)$$

где  $\nu$  — кинематическая вязкость воздуха;

$$\frac{c}{Re} = \frac{4 \gamma_m \nu g}{3 \gamma_0 \tau^3}. \quad (5)$$

Формула (4) позволяет определить скорость  $v$ , если даны  $d$ ,  $\gamma_m$ ,  $\rho_0$  и  $\nu$ . По вычисленному  $c Re^2$  определяют  $Re$ , а по развернутому выражению  $Re = \frac{vd}{\nu}$  находят

$$v = \frac{Re \nu}{d}.$$

Формула (5) позволяет определить  $d$  шарика из данного материала ( $\gamma_m$ ), который при падении в воздухе ( $\gamma_0$  и  $\nu$ ) будет иметь заданную скорость  $v$ . Порядок вычисления: по  $\frac{c}{Re}$  находят  $Re$  и из  $Re$  определяют  $d$ :

$$d = \frac{Re \nu}{v}.$$

Значения  $c Re^2$  и  $\frac{c}{Re}$  в зависимости от числа  $Re$  приводятся в табл. X—7.

Таблица X—7

$Re$	$c Re^2$	$\frac{c}{Re}$	$Re$	$c Re^2$	$\frac{c}{Re}$
0,1	2,410	2 410,0	5	173,0	1,38
0,2	4,8	600,0	6	218,0	1,01
0,3	7,2	266,0	7	265,0	0,77
0,5	12,4	52,0	8	313,0	0,61
0,6	15,92	73,7	10	410,0	0,41
0,7	17,90	99,0	20	1 020,0	0,127
1,0	27,6	27,6	30	1 800,0	0,066
2,0	57,6	7,45	50	3 750,0	0,03
3,0	93,7	3,47	70	6 230,0	0,018
4,0	133,3	2,08	100	10 700,0	0,00046

$10^6 \mu = 1,712 \sqrt{1 + 0,003665t} (1 + 0,00080t)^2$ ,  $\mu$  не зависит от давления,  $\gamma$  и  $\rho$  изменяются прямо пропорционально давлению, а  $\nu$  — обратно пропорционально давлению.

**Пример.** Определить постоянную скорость падения частицы, имеющей  $d = 100 \mu = 10^{-4}$  м, если  $\gamma_m = 2 000$  кг/м<sup>3</sup> =  $2 \cdot 10^3$  при  $t = 15^\circ$ ;  $B = 760$  мм рт. ст.

Решаем по формуле (4):

$$c Re^2 = \frac{4 \cdot 10^{-12} \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot 10^{10}}{3 \cdot 0,125 \cdot 0,145^2} = 5,074 \cdot 10^{10} \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot 10^{-12} \approx 101,48.$$

Этому значению по табл. XI—7 соответствует  $Re = 3$ :

$$v = \frac{Re \cdot \nu}{d} = \frac{3 \cdot 0,145 \cdot 10^{-4}}{10^{-4}} = 0,435 \text{ м/сек.}$$

Для частиц неправильной формы за характерный размер принимают диаметр эквивалентного шара, вес которого равен весу частицы

$$d = \sqrt[3]{\frac{6}{\pi} V} = 1,24 \sqrt[3]{V} \text{ м,}$$

где  $V$  — объем частицы,  $\text{м}^3$ .

Большое влияние на скорость витания оказывает форма частиц.

Опыты показывают, что скорости витания, подсчитанные для частиц неправильной формы по их эквивалентному шару, оказываются несколько больше действительных скоростей.

Скорости витания частиц неправильной формы приведены в табл. X—8.

Таблица X—8

Форма тела	Коэффициент формы $K_{\phi}$	Отношение скорости витания к скорости витания эквивалентного шара
Шар	1	1
Округленная форма с неровной поверхностью	2,5	0,64
Продолговатое тело	3	0,57
Тело пластинчатой формы	5	0,45

Следует иметь в виду, что вычисляемые по приведенным формулам скорости витания относятся к случаям, когда миделево сечение частицы мало в сравнении с живым сечением потока, то есть в свободных условиях вдалеке от стесняющих стенок. В стесненных условиях скорости витания меньше, чем в свободных.

Для частиц неправильной, но полной формы скорость витания ориентировочно составляет 0,75 от расчетной величины для шара с диаметром, равным среднему из размеров ячеек сит, через которые просеяна данная фракция.

## § 42. Классификация способов очистки

Воздух, удаляемый местными отсосами от пылящего оборудования, содержит значительное количество пыли; концентрации

ее часто достигают нескольких граммов в кубическом метре воздуха.

По нашим нормам концентрация пыли в вентиляционных выбросах в целях охраны чистоты атмосферного воздуха не должна превышать  $150 \text{ мг/м}^3$ . Поэтому отработавший воздух, содержащий более  $150 \text{ мг/м}^3$  пыли, необходимо подвергать очистке.

В расходах на эксплуатацию вентиляции наиболее крупной статьей является нагревание воздуха в холодное время года.

В целях экономии тепла нагревание воздуха производят путем подмешивания (рециркуляции) части отработавшего теплого воздуха к холодному наружному. Для рециркуляции отработавший воздух приходится подвергать тщательной очистке. Остаточная концентрация пыли в очищенном воздухе в зависимости от вида пыли не должна превышать  $1\text{—}3 \text{ мг/м}^3$ , а иногда и меньше.

Понятно, что рециркуляцию следует применять только в тех случаях, когда очистка отработавшего воздуха значительно дешевле, чем нагревание свежего наружного.

В сравнительно редких случаях при вентиляции промышленных цехов приходится подвергать очистке наружный воздух, подаваемый в помещение.

Для очистки воздуха от пыли пылеулавливающие аппараты могут быть подразделены на несколько групп в зависимости от природы тех сил, которые по преимуществу используются для улавливания пыли, а именно:

1. Пылеосажденные камеры, осаждение пыли в них происходит под действием силы тяжести.

2. Циклоны (одиночные и батарейные), инерционные пылеуловители и др., работа их основана на использовании сил инерции при изменении направления движения воздушного потока.

3. Фильтры тканевые, сетчатые, волокнистые, в которых запыленный воздух проходит по извилистым каналам через ткань, слои бумаги, картона, стеклянной ваты, через металлические сетки, металлические и фарфоровые кольца и т. п. Пылеулавливание здесь происходит под действием тех же инерционных сил при изменении направления потока в извилистых криволинейных каналах, а также вследствие гравитационного и диффузионного осаждения. Фильтрами они называются условно, так как отверстия для прохода воздуха у них значительно больше поперечника осаждающихся на их поверхности и на стенках канала пылевых частиц.

4. Электрофильтры, в которых под действием электрического поля высокого напряжения частицы получают заряд, перемещаются и оседают на поверхности осадительного электрода, отдавая свой заряд.

Пылеуловители независимо от природы действующих на частицы сил могут быть сухими и мокрыми. Для смачивания применяется в некоторых пылеуловителях вода (мокрые циклоны, гравийные фильтры и др.) и в некоторых масле.

Когда один аппарат не может дать требуемой степени очист-

ки, применяют комбинированные аппараты (например, сухой циклон, матерчатый фильтр и т. д.).

В последнее время в качестве операции, способствующей лучшему пылеулавливанию, применяются различные способы предварительной коагуляции частиц. С этой целью используются ультразвуковые волны; распространяясь в запыленном воздухе, они увеличивают возможность соударения частиц, и если частицы могут слипаться, образуя более крупные частицы, то этим упрощается дальнейший процесс пылеулавливания.

В качестве коагулятора используют пропускание воздуха с большими скоростями (порядка 80 м/сек в узком сечении трубы Вентури) через водяную завесу. В пылесадочных камерах для коагуляции применяют иногда выпуск пара.

Работа пылеуловителя характеризуется следующими показателями:

- 1) степенью очистки, иначе называемой коэффициентом полезного действия;
- 2) производительностью ( $m^3/час$ ) или удельной воздушной нагрузкой;
- 3) гидравлическим сопротивлением ( $кг/m^2$ );
- 4) расходом энергии ( $квт-ч$  на 1 000  $m^3$  воздуха);
- 5) стоимостью очистки 1 000  $m^3$  воздуха.

В матерчатых и слоистых фильтрах различают еще пылеемкость (количество пыли, которое при осаждении в фильтре повышает его сопротивление проходу воздуха до заранее заданной величины).

Степенью очистки называют отношение веса пыли, уловленной пылеочистным устройством, к весу поступившей (в ту же единицу времени) в процентах. Коэффициент очистки  $\epsilon$  может быть выражен и как отношение разности концентрации начальной и конечной (до и после очистки) к начальной концентрации в процентах.

Например, если начальная концентрация  $k_1 = 100 \text{ мг}/m^3$ , а конечная  $k_2 = 2 \text{ мг}/m^3$ , то коэффициент очистки

$$\epsilon = \frac{k_1 - k_2}{k_1} \cdot 100 = \frac{100 - 2}{100} \cdot 100 = 98\%.$$

Коэффициент очистки  $\epsilon$  зависит от вида пылеочистного устройства, дисперсного состава и вида пыли, воздушной нагрузки и т. д. В меньшей степени  $\epsilon$  зависит от начальной концентрации. Особенно большое значение имеет дисперсный состав пыли, именно весовое содержание частиц мельчайших фракций. Чем больше содержание (по весу) таких фракций, тем меньше коэффициент очистки.

В случае сравнения и оценки двух пылеуловителей, работающих на одной и той же пыли, более целесообразно сравнивать по процентам неуловленной пыли ( $1 - \epsilon$ ). Если, например, один пылеуловитель имеет  $\epsilon_1 = 85\%$ , а другой  $\epsilon_2 = 95\%$ , то можно сказать, что у второго степень очистки на  $10\%$  выше, чем у первого.

Но в отношении загрязнения атмосферы второй пылеуловитель в три раза эффективнее первого:

$$\frac{1 - \varepsilon_1}{1 - \varepsilon_2} = \frac{15}{5} = 3.$$

Общий коэффициент очистки в недостаточной степени характеризует работу пылеуловителя, работающего на одном виде пыли, но с разным содержанием наиболее мелких фракций. Наиболее полное представление могут дать фракционные степени очистки  $\varepsilon_\phi$ , для каждой фракции отдельно. Для определения  $\varepsilon_\phi$  нужно содержание данной фракции в уловленной пыли  $\Phi'$  умножить на общую степень очистки  $\varepsilon$  и разделить на содержание данной фракции в пыли, поступающей в пылеуловитель  $\Phi_1$ :

$$\varepsilon_\phi = \frac{\Phi' \varepsilon}{\Phi_1}.$$

## Глава XI. АЭРАЦИЯ

## § 43. Понятие об аэрации. Области ее применения

Естественный воздухообмен в промышленных зданиях происходит вследствие разности плотностей (удельных весов) наружного и внутреннего воздуха и за счет действия ветра.

Естественный воздухообмен называют аэрацией, когда он организован, когда имеется возможность осуществлять его в заранее заданных объемах и регулировать в соответствии с внутренними и внешними условиями (с температурой воздуха, направлением и скоростью ветра).

В соответствии с избытками тепла и скоростью ветра могут осуществляться громадные воздухообмены. Достаточно указать, что естественные воздухообмены в мартеновских и прокатных цехах (по измерениям в натуре) составляют более 20 000 000 кг/час.

Миллионами килограммов в час исчисляются воздухообмены в кузницах, литейных чугуна и в других горячих цехах.

Осуществление таких воздухообменов при помощи механической вентиляции потребовало бы огромных расходов энергии.

Большое народнохозяйственное значение аэрации заключается в том, что она позволяет осуществлять такие воздухообмены без затраты механической энергии.

Далеко позади то время, когда нужно было доказывать пользу и разумность применения аэрации. Доказательства были простыми и весьма убедительными. Они основывались на сопоставлении механической и естественной вентиляции. В горячих цехах, где весь упор делался на механическую вентиляцию, а естественный воздухообмен вовсе не учитывался, как якобы несущественный, во всех случаях при испытаниях оказывалось, что объем естественной вентиляции во много раз превышал объем механической. Тогда очевидной становилась ничтожно малая роль общей механической вентиляции с большими затратами на ее постройку и эксплуатацию. Механическую вентиляцию в этих случаях оказывалось наиболее целесообразным применять как некоторый корректив к естественной в виде воздушных душей, сазисов, воздушных завес и местных отсосов.

В теплое время года аэрация может быть применена почти на всех производствах, кроме сравнительно небольшого круга промышленных предприятий, требующих по условиям технологического процесса предварительной обработки воздуха.

В это время года в однопролетных цехах наружный воздух поступает в здание через открывающиеся створки внизу стен, а отработавший воздух удаляется из цеха через створки в фойе.

В многопролетных цехах одних створок в стенах здания оказывается недостаточно, и для снабжения свежим воздухом рабочих мест, находящихся далеко от наружных стен, приходится вводить воздух сверху — с крыши здания из межфойерных пространств. В связи с этим возникает необходимость хорошего проветривания этих пространств и необходимость чередования горячих и холодных пролетов. Холодные пролеты служат воздухоприемниками.

Наружный воздух через створки в фойерах холодных пролетов поступает в здание и отсюда распределяется по соседним горячим пролетам.

Для использования аэрации в зимнее время необходимо, чтобы избытков тепла в помещении было достаточно для нагревания расчетного объема воздуха и чтобы, кроме створок в фойере, имелся в стенах верхний ярус створок (на высоте 5—7 м от пола) для впуска холодного воздуха. Высота расположения этих створок назначается с таким расчетом, чтобы воздух, опускаясь с этой высоты до рабочей зоны, успел достаточно нагреться за счет перемешивания с внутренним теплым воздухом.

Аэрация должна применяться прежде всего в цехах с теплоизбытками (так называемых горячих цехах): доменных, бессемеровских, мартеновских, прокатных в металлургической промышленности; в кузницах, литейных, термических на машиностроительных заводах, в газогенераторных, в печных цехах химической промышленности, в котельных и машинных залах и т. д.

Часто наиболее рационально комбинировать аэрацию с механической вентиляцией в виде местного притока (воздушные души, оазисы, завесы) и местных отсосов.

Эффективность естественных воздухообменов зависит от многих факторов, которые должны предусматриваться как при проектировании промышленного здания, так и при последующей его эксплуатации.

Основные мероприятия, обеспечивающие рациональную организацию естественных воздухообменов в рабочих помещениях, заключаются в целесообразной компоновке производственного оборудования, служащего источником тепловыделения, в надлежащем строительном оформлении здания (число пролетов, форма и профиль крыши) и в целесообразном размещении в стенах и фойерах открываемых створок.

Оптимальные решения могут быть получены в тех случаях, когда технологи и архитекторы наряду с многообразными и слож-

ными требованиями, предъявляемыми к промышленному зданию, учитывают вопросы аэрации и находят гармоничное решение всего комплекса, принимая при прочих равных условиях наилучшее решение с точки зрения аэрации.

Можно привести достаточно большое количество промышленных зданий, в которых аэрация предусматривалась при проектировании и во время эксплуатации дала хорошие результаты.

Однако найдется немало примеров, когда при проектировании промышленных зданий вопросам аэрации не уделяли достаточного внимания. Впоследствии при эксплуатации предприятий за такое невнимание приходится очень дорого расплачиваться.

Для лучшего понимания вопросов естественного проветривания рассмотрим прежде всего явления, вызываемые источниками тепла в промышленном здании, познакомимся с тем, какие при этом возникают потоки воздуха в однопролетных и многопролетных зданиях, с воздействием ветра на здание, с перераспределением давлений на здание, когда оно находится в потоке.

Ввиду большой сложности теоретического изучения этих явлений исследование их производится преимущественно на моделях пространственных и плоских, а рабочей средой при этом служит воздух или вода.

#### **§ 44. Потоки воздуха, возникающие в здании с источниками тепла**

Если температура воздуха в здании поддерживается более высокая, чем снаружи, и если здание сообщается с атмосферой какими-либо проемами, то возникает естественный воздухообмен. Через нижние отверстия воздух поступает в здание, через верхние отверстия выходит.

Движущей силой является разность весов столбов наружного и внутреннего воздуха — в  $кг/м^2$ :

$$\Delta p = H(\gamma_n - \gamma_v)$$

Эта разность давлений расходуется на преодоление сопротивлений, встречающихся на пути движения воздуха, — от его входа в здание до выхода.

Как известно, всякий источник тепла порождает тепловую струю. Частицы воздуха, нагретшиеся около источника, уносятся вверх, а взамен их подтекают новые. В неограниченном пространстве к источнику непрерывно подтекают все новые и новые частицы. В ограниченном пространстве, не имеющем сообщения с наружным воздухом, возникает замкнутая циркуляция. Струя достигает перекрытия, где расстилается по нему, а затем как за счет охлаждения, так и для питания тепловой струи возвращается к ее истокам.

Если источник тепла будет находиться выше уровня пола, то, как это впервые установил Е. В. Кудрявцев, циркуляция будет замыкаться на этом уровне, а ниже его установится затишье.



При наличии открытых отверстий часть воздуха струи удаляется, а остальная масса возвращается, чтобы питать вливающиеся снаружи и тепловую струю

Вся масса тепловой струи обычно целиком не удаляется даже в том случае, если полностью устранить перекрытие.

Источник тепла является мощным побудителем движения воздуха и, подобно вентилятору, подсасывает воздух и посылает его в виде струи.

Приводимые ниже зарисовки потоков, температуры, скорости и расходы получены на моделях из фанеры и стекла. Источниками тепла служили электрические печи. Модель можно рассматривать как отсек здания с площадью в плане  $0,7 \times 1,0$  м<sup>2</sup>. Высота модели посредством вставки поясков могла изменяться от 0,6 до 1,86 м. Масштаб модели 1/10 натуральной величины.

На приводимых рисунках моделей однопролетных и многопролетных цехов скорости выражены в м/сек (измерение их производилось электроанемометром), расходы воздуха — в м<sup>3</sup>/час, количество избыточного тепла — в ккал/час. Температуры измерялись термопарами.

На рис. XI—1 представлены потоки воздуха в однопролетном здании с одним источником тепла, расположенным в середине.

Поднимающаяся над источником тепловая струя частично вытекает через отверстия в фанере, а остальная масса возвращается вниз для питания как тепловой, так и вливающих через нижние отверстия приточных струй.

На рис. XI—1 нанесены данные, полученные на модели без пересчета на натуру. Формулы для пересчета приведены в главе I.

По нашим нормам при аэрации цехов с теплоизбытками температура воздуха в рабочей зоне помещения в летнее время должна быть не более чем на 5° выше наружной. Следовательно, в опытах нас прежде всего должен интересовать перепад температур в рабочей зоне  $\Delta t_{p.z} = t_{p.z} - t_n$  и общий перепад температур между уходящим  $t_{yx}$  и наружным приточным воздухом  $t_n$ :

$$\Delta t_{yx} = t_{yx} - t_n.$$

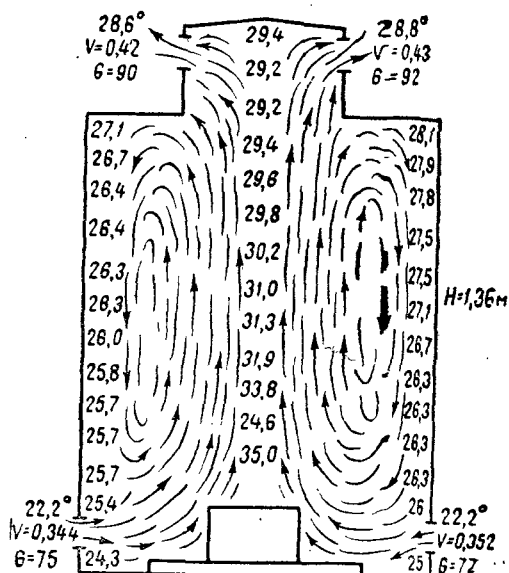


Рис. XI—1

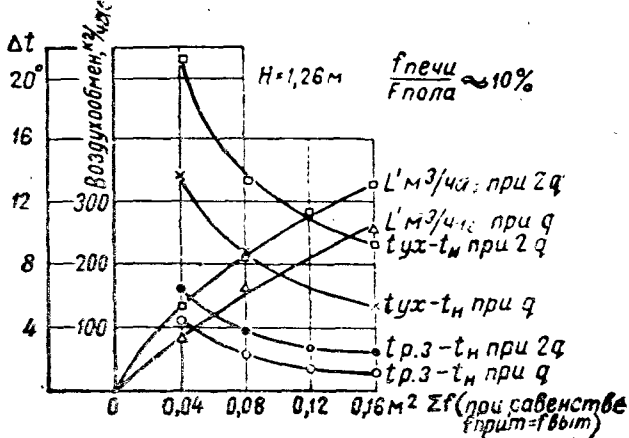


Рис. XI—2

Опыты показывают, что изменения  $\Delta t_{p.з}$  при одинаково организованных воздухообменах следуют за изменениями  $\Delta t_{yx}$  (рис. XI—2). На этом рисунке приведены данные, полученные на модели высотой 1,36 м при изменении площадей открытых отверстий от 0,04 до 0,16 м<sup>2</sup>, при удельных тепловых нагрузках  $q$  и  $2q$ .

Опыты показывают, что удельная тепловая нагрузка  $q$ , то есть количество избыточного тепла  $Q_{изб}$  ккал/час, отнесенное к внутренней кубатуре помещения  $V$  м<sup>3</sup>

$$q = \frac{Q_{изб}}{V} \text{ ккал/час} \cdot \text{м}^3,$$

является весьма характерной величиной.

Так, например, при одинаковых удельных тепловых нагрузках у низких и высоких зданий (при одинаково организованных воздухообменах) наблюдаются одинаковые перепады температур  $\Delta t_{yx}$  и  $\Delta t_{p.з}$ .

Это положение достаточно удовлетворительно подтверждается данными табл. XI—1, которые получены после приведения всех опытов к удельной тепловой нагрузке 55 ккал/м<sup>3</sup>·час.

Таблица XI—1

$H, \text{ м}$	$q, \text{ ккал/м}^3\text{час}$	$t_{yx} - t_n$	$q/q_0$	$(q/q_0)^{2/3}$	$t_{yx} - t_n$ по пересчету, °C	$q_0$
0,6	192	10,6	3,5	2,31	4,65	55
0,86	256	14,0	4,65	2,8	5,00	55
1,11	203	12,4	3,70	2,4	5,05	55
1,36	177	10,2	3,23	2,2	4,65	55
1,86	55	5,5	1	1	5,50	55

Особенности циркуляции воздушных потоков в модели при наличии двух печей представлены на рис. XI—3 в продольном разрезе и в плане. При двух печах усиливается обмен между верхней и нижней зонами за счет дополнительной циркуляции между печами.

На рис. XI—4 представлены потоки в двухпролетном цехе. Следует обратить внимание на два обстоятельства. Во-первых, на то, что часть объема тепловой струи вынуждена идти на пи-

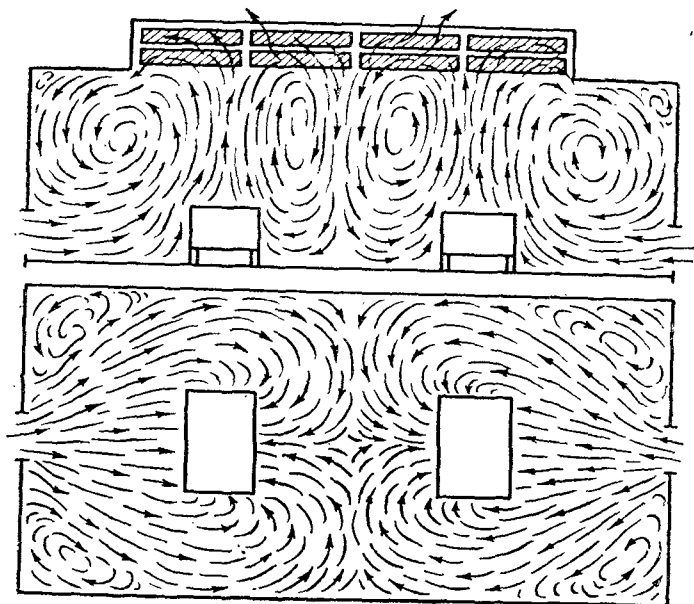


Рис. XI—3

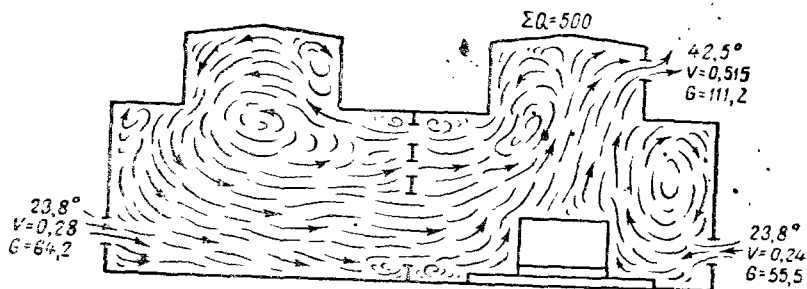


Рис. XI—4

тание приточной струи, поступающей из левого (холодного) пролета, и, во-вторых, на то, что из наиболее удаленных отверстий слева воздуха поступает несколько больше, чем из ближних справа, по-видимому, за счет препятствия, оказываемого здесь ниспадающими струями. В этом опыте площадь приточных отверстий в 2 раза больше вытяжных.

Если открыть в обоих пролетах створки внизу в стенах и в фонарях, то при равенстве их площадей через створки в фонаре левого пролета вместо притока будет происходить вытяжка.

При отверстиях, расположенных на одной высоте, только в фонарях, также будет происходить обмен воздуха, причем при тех же избыточных тепловыделениях и одинаковых площадях открытых отверстий он будет приблизительно в 1,5 раза меньше, чем при створках, открытых для притока внизу. Обмен воздуха происходит потому, что в левом пролете воздух холоднее, чем в правом (рис. XI—5).

Рассмотрим, какова будет циркуляция потока, когда в обоих пролетах находятся источники тепла.

Когда мощность источников тепла в обоих пролетах одинакова и одинаково открыты створки, то и картины потоков одинаковы и симметричны. Перетекания воздуха из одного пролета в другой не наблюдается.

Если же в одном из пролетов (рис. XI—6) будет находиться более мощный источник, то он будет подсосывать воздух, а вместе с ним и тепло из соседнего пролета. Следовательно, если количество избыточного тепла подсчитывать по источнику, находящемуся в этом пролете, то оно окажется преуменьшенным, в то же время в левом пролете тепло, подсчитанное аналогичным способом, окажется преувеличенным.

На рис. XI—7 приведены зарисовки потоков в двухпролетном здании, когда горячий пролет выше холодного. В этом случае нас может интересовать вопрос о том, как можно устранить перетекание из горячего пролета в холодный. Это перетекание особенно нежелательно в летнее время.

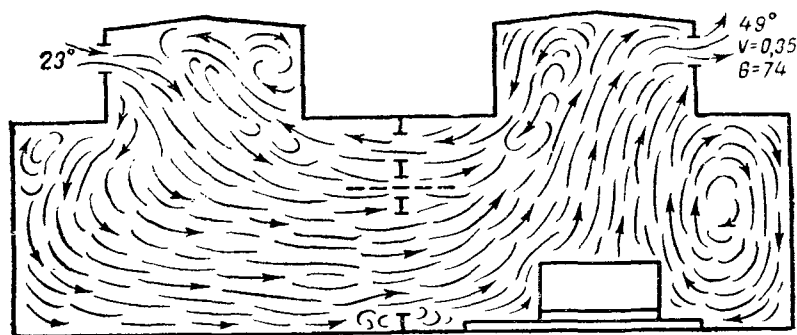


Рис. XI—5

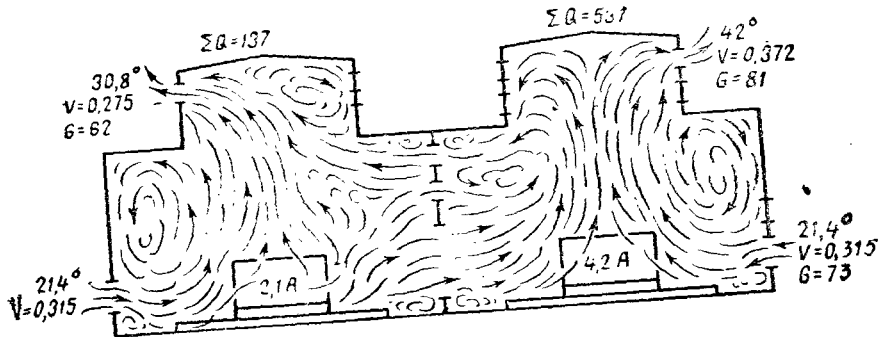


Рис. XI—6

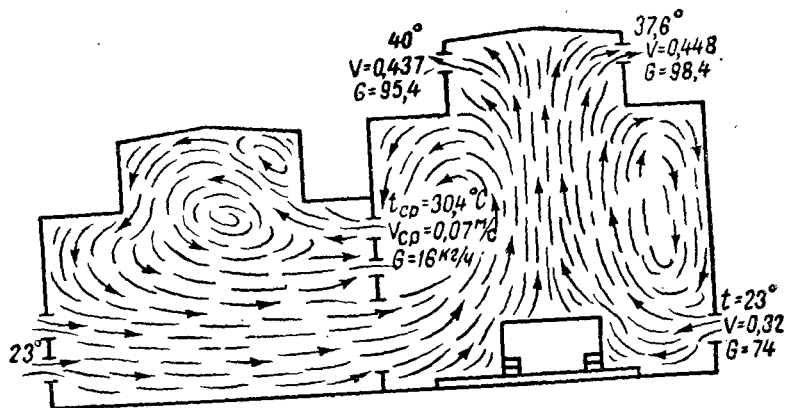


Рис. XI—7

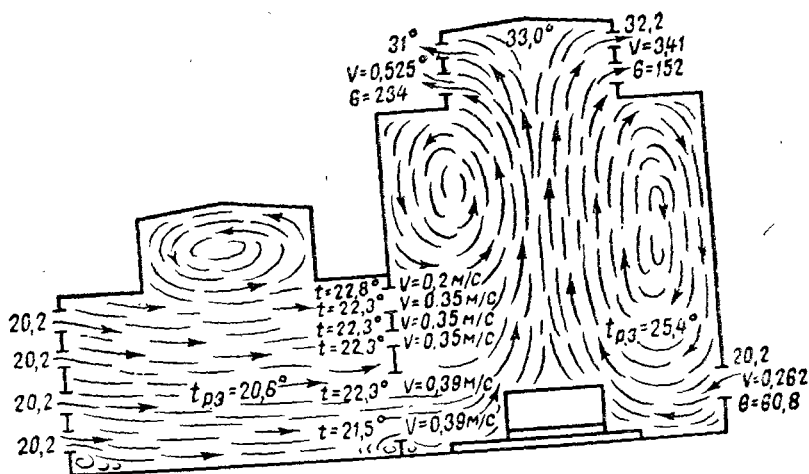


Рис. XI—8

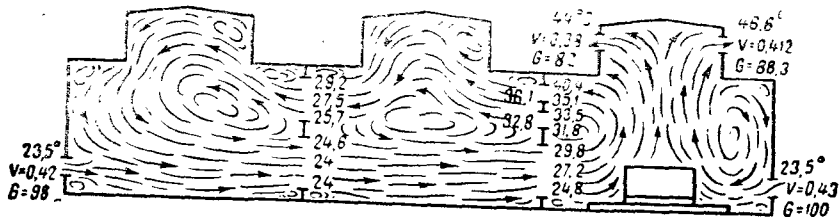


Рис. XI—9

На рис. XI—7 левый пролет 0,8 м, правый — 1,08 м (до коньков). Несмотря на разность высот, перетекание теплого воздуха наблюдается.

На рис. XI—8, когда высота пролета увеличена до 1,36 м и открыты дополнительно два яруса створок в холодном и один в горячем пролете, перетекания нагретого воздуха не наблюдается.

Циркуляция потоков в трехпролетном здании показана на рис. XI—9. Здесь мы видим, что приток через удаленные от источника створки такой же, как из ближайших к источнику, и нагретые от источника струи идут на питание вливающих и переносят туда часть тепла и другие загрязнения.

В отличие от предыдущего на рис. XI—10 источники тепла расставлены в крайних пролетах, средний пролет является воздухоприемником. Хотя теплоизбытки в правом пролете несколько больше, чем в левом, но не настолько, чтобы существенно нарушить симметричную картину потоков в обоих пролетах.

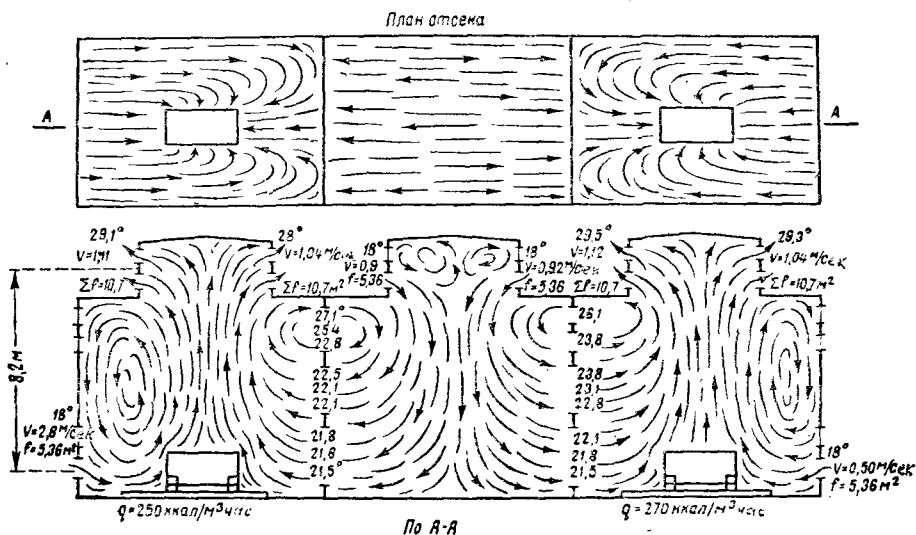


Рис. XI—10. Схема потоков воздуха в трехпролетном цехе без перегородок между цехами

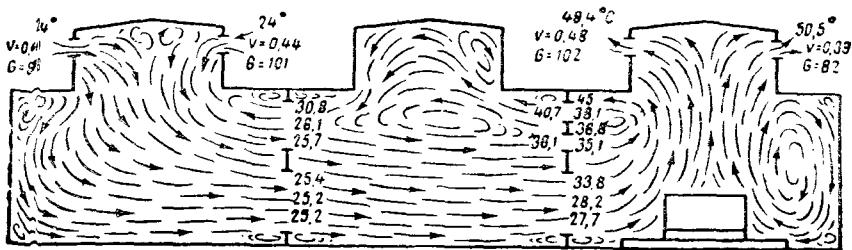


Рис. XI—11

На рис. XI—11 при тепловыделениях несколько меньших, чем на рис. XI—12, показаны циркуляция и распределение температур в том случае, когда боковые стенки застроены и в них нет отверстий для притока. В этих случаях области с особенно высокими температурами наблюдаются около таких глухих стен.

Циркуляция потоков, когда источники тепла находятся во всех пролетах, причем в среднем пролете мощность источника значительно меньше, чем в крайних, показана на рис. XI—12. Вследствие притока из фонаря среднего пролета тепловая струя здесь опрокидывается и уходит в боковые пролеты.

В пролетах одинаковой высоты, если створок внизу (для явного притока) меньше, чем створок в фонарях горячих пролетов (для явной вытяжки), то створки среднего пролета работают на приток.

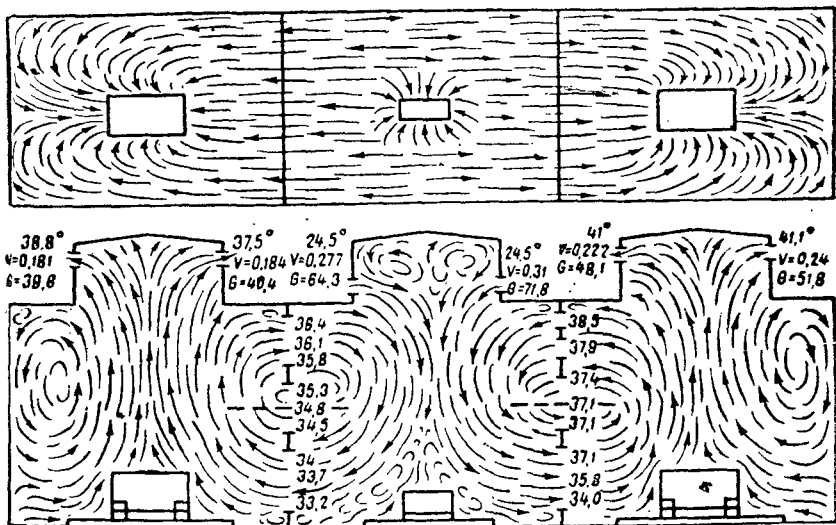


Рис. XI—12

Если увеличить площади открытых отверстий внизу, открыть, например, второй ярус нижних отверстий, то створки в фонаре среднего пролета вместо притока работают на вытяжку.

## § 45. Воздействие ветра на здание

Познакомимся теперь с воздействиями ветра на здание.

Ветер представляет собой турбулентное движение воздуха вдоль земной поверхности с пограничным слоем, который может достигать нескольких километров в толщину. Турбулентность выражается в периодической «зыби» и неравномерных ударах (порывах).

Основной причиной ветра является неравномерное прогревание почвы на различных широтах под действием солнечных лучей. Вследствие этого в находящихся вблизи почвы слоях атмосферы возникает разница температур (разность плотностей), которая нарушает равновесие и вызывает движение воздуха. Теплый воздух поднимается кверху, а на смену ему подтекает воздух из более холодных мест.

Скорость ветра изменяется с высотой. Непосредственно у поверхности земли она равна нулю, с высотой она растет сначала быстро, затем медленнее.

Записи приборов показывают, что скорости и направления ветра в большинстве случаев не остаются постоянными, а непрерывно изменяются в тех или иных пределах.

На рис. XI—13 приводится запись изменений скорости ветра на расстоянии 2 м от земной поверхности, где, вообще говоря, амплитуда порывов значительно меньше, чем в вышерасположенных слоях.

Наиболее частые максимальные скорости ветра оказываются равными 1,1 средней скорости ветра, а наиболее частые минимальные — порядка 0,8 средней скорости. Вообще же максимальная скорость ветра может оказаться равной 1,9 средней, а минимальная — 0,2 средней.

Записи направлений ветра для отдельных моментов показывают также, что направление ветра испытывает такие же колебания, как и скорости.

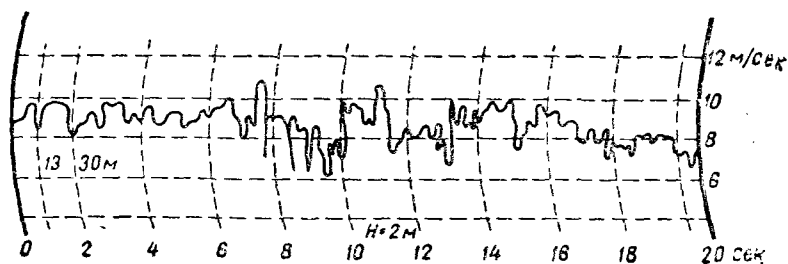


Рис. XI—13. Изменение скорости ветра на расстоянии 2 м от земной поверхности



На рис. XI—14 приведена диаграмма мгновенных изменений направления вектора скорости ветра в горизонтальной плоскости за промежуток в 1 минуту. Отклонения направления ветра от среднего значения доходят до 50—70°.

Направление ветра в вертикальной плоскости наблюдается от горизонтального до вертикального в отдельных случаях (например, смерчи). На основании наблюдений Лиллиенталя, произведенных в различных местностях, можно сделать общее заключение, что на флюгеры с горизонтальной осью вращения, расположенные на высоте до 10 м над землей, воздушные массы действуют так, как если бы поток в среднем был направлен вверх под углом в 3,5° к горизонту (рис. XI—15).

Остается еще упомянуть о влиянии застроенности местности на скорость ветра. Леса, многочисленные строения и другие препятствия вызывают сильное задерживающее влияние на обтекающий их воздушный поток, при этом скорости в нижних слоях перед препятствием значительно ослабевают. Это снижение скоростей наблюдается на большом расстоянии перед препятствием (у леса, например, за 50 м). Над препятствием скорости значительно возрастают. Позади препятствия также скорости оказываются ослабленными и достигают первоначальной силы на очень значительном расстоянии за препятствием.

Несмотря на всю причудливость и прихотливость ветра, метеорологические станции путем обработки статистических материалов за большой промежуток времени для каждого данного места устанавливают известную закономерность в силе и направлении ветра. Для каждого района удается определить направление господствующих ветров и их силу в зависимости от времени года.

Можно сказать, что ветер наблюдается всегда. Метеорологические данные позволяют определить среднюю скорость ветра и

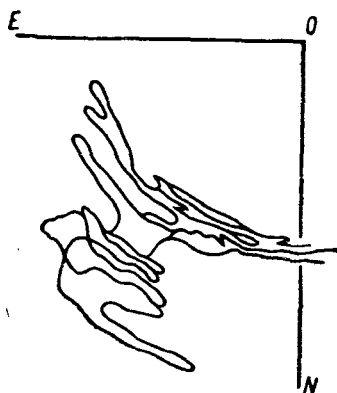


Рис. XI—14. Диаграмма мгновенных изменений направления вектора скорости ветра в горизонтальной плоскости

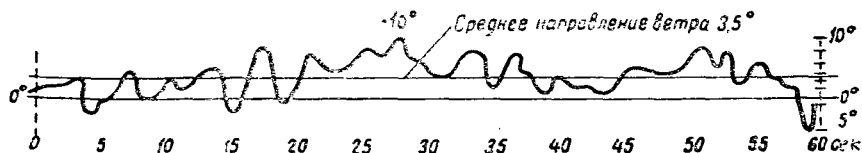


Рис. XI—15. Направление ветра в вертикальной плоскости

подлежащие направления средние за год или для определенного времени года.

Действие ветра на здание проявляется в том, что на наветренных поверхностях здания возникают избыточные давления, а на заветренных сторонах — разрежения.

Возникновение на поверхностях здания избыточных положительных и отрицательных давлений (по сравнению с давлением в невозмущенном потоке вдали от здания) объясняется следующим образом.

На лобовых поверхностях здания вследствие торможения потока происходит преобразование кинетической энергии — энергии движения — в потенциальную энергию давления.

Возмущение, вносимое зданием как препятствием на пути потока, захватывает в поперечном сечении потока сравнительно небольшую область. Вне этой области не наблюдается искривления струй и течение остается невозмущенным.

Вообразим теперь, что обтекание здания происходит в прямоугольном канале со стенками, поставленными вдоль линий тока в невозмущенной области. Вследствие стеснения потока зданием скорости ветра над крышей и с боков здания будут больше, чем перед зданием в невозмущенном потоке, а так как полную энергию вдоль потока можно принять приблизительно неизменной, то увеличение скоростей потока может произойти только за счет потенциальной энергии, за счет давления. В результате на этих поверхностях образуются пониженные давления, их называют отрицательными или разрежениями.

Таким образом, ветер, обдувая здание, создает на его поверхностях избыточные положительные и отрицательные давления.

Распределение давлений на здании зависит от направления ветра (по отношению к зданию) и от того, открыто здание для воздействия ветра или защищено другими зданиями и вследствие этого находится в аэродинамической тени. Величина давления в той или иной точке здания, кроме того, зависит от скорости ветра.

Исследования показывают, что если величину давления в данной точке относить к скоростному давлению невозмущенного потока перед зданием (такую относительную величину называют аэродинамическим коэффициентом), то для геометрически подобных зданий значения аэродинамических коэффициентов остаются неизменными.

Аэродинамические коэффициенты зданий получают путем продувки геометрически подобных моделей в аэродинамических трубах. Значение аэродинамических коэффициентов остается неизменным при изменении скорости ветра и масштаба модели, поэтому в отношении критерия Рейнольдса явление считается автомодельным. Автомодельность обуславливается тем, что здание имеет острые кромки, представляющие фиксированные точки срыва потока. Например, у цилиндра и шара, как более обтекаемых тел без острых кромок, точка срыва потока, а следовательно, и давления в отдельных точках зависят от  $Re$ .

Рассмотрим распределение давлений ветра на поверхностях открыто стоящего (незастроенного) параллелепипеда в зависимости от направления ветра (рис. XI—16).

Значения аэродинамических коэффициентов приведены в табл. XI—2 и дают возможность проследить, как меняются коэффициенты в зависимости от направления ветра.

Из табл. XI—2 видно, что при всех углах установки (при всех направлениях ветра) плоская крыша находится под разрежением, и это же наблюдается и у двускатных крыш до тех пор, пока угол подъема стропильных ног меньше  $45^\circ$ .

При подъемах кровли, начиная с  $45^\circ$  и более, на части крыши, обращенной к потоку, появляются положительные давления.

Положительные давления при угле в  $0^\circ$  имеют место только на одной стене, обращенной против потока, все остальные стены

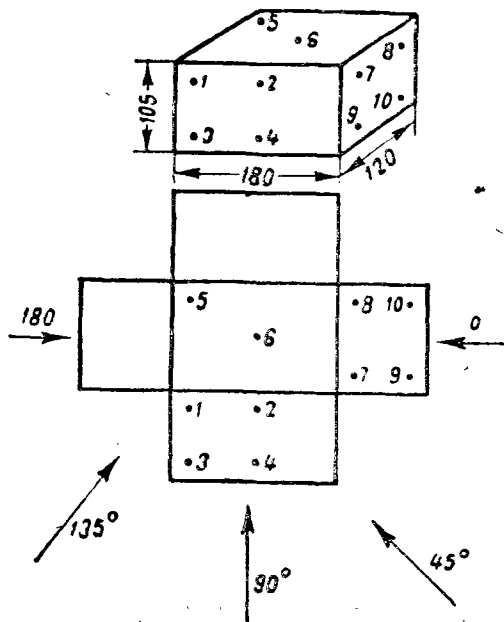


Рис. XI—16

Таблица XI—2

Углы	Точки №									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	-0,26	-0,68	-0,34	-0,75	-0,17	-0,60	+0,96	+0,95	+0,93	+0,90
15	-0,15	-0,09	-0,16	-0,09	-0,30	-0,37	+1,00	+0,70	+1,00	+0,78
30	-0,04	+0,16	-0,04	+0,25	-0,39	-0,27	+0,87	+0,46	+1,00	+0,45
45	+0,17	+0,41	+0,10	+0,52	-0,32	-0,29	+0,66	+0,14	+0,70	+0,09
60	+0,49	+0,70	+0,37	+0,82	-0,57	-0,69	$\pm 0$	-0,06	$\pm 0$	-0,11
75	+0,70	+0,93	+0,57	+0,93	-0,61	-0,93	-1,00	-0,15	-1,10	-0,36
90	+0,85	+0,98	+0,72	+0,96	-0,64	-0,90	-0,84	-0,64	-0,86	-0,64
105	+1,00	+0,92	+1,00	+0,98	-0,30	-0,95	-0,54	-0,62	-0,55	-0,59
120	+0,94	+0,64	+1,10	+0,79	-0,38	-0,62	-0,51	-0,54	-0,47	-0,64
135	+0,71	+0,41	+0,81	+0,50	-1,02	-0,32	-0,44	-0,49	-0,42	-0,48
150	+0,32	+0,15	+0,39	+0,21	-0,97	-0,31	-0,41	-0,54	-0,38	-0,50
165	-0,84	-0,04	-0,85	-0,08	-0,90	-0,34	-0,33	-0,45	-0,30	-0,41
180	-0,96	-0,88	-0,92	-0,73	-1,07	-0,73	-0,23	-0,23	-0,21	-0,23

(боковые и задняя) находятся на подсосе. Такое же явление наблюдается и при угле  $15^\circ$ . Когда направление ветра с продольной осью здания составляет угол в  $30^\circ$ , то на боковой стене, обращенной к ветру (на части ее), появляются положительные давления. При угле в  $45^\circ$  обе стенки, обращенные к потоку, имеют положительные коэффициенты, а при угле больше  $60^\circ$  положительные значения коэффициентов остаются только на одной стенке, и т. д. Следовательно, положительные давления сменяются на отрицательные, когда угол между плоскостью стены и направлением ветра (отсчитывая от плоскости) несколько меньше  $30^\circ$ .

При обтекании ветром открыто стоящих зданий перед ними возникают подпор, который на несколько калибров (высот здания) распространяется перед зданием, и аэродинамическая тень (область отрицательных давлений) за зданием. Значение этих давлений в виде аэродинамических коэффициентов представлено на рис. XI—17.

Из рис. XI—17 видно, что область повышенных давлений перед зданием распространяется примерно на пять калибров (высот здания), а область разрежения за зданием — более чем на шесть калибров.

Если здание загорожено, например впереди него имеется такое же параллельно расположенное здание, то давления на втором по потоку будут зависеть от расстояния между зданиями. При ветре поперек здания и разрывах меньше шести калибров здание будет находиться в аэродинамической тени от первого (по потоку) здания. При разрыве в шесть калибров на здании начинают появляться положительные давления. Полное восстановление давления на лобовую стенку происходит при разрывах примерно в 15 калибров.

При направлении ветра поперек длинной оси здания аэродинамические коэффициенты на первом здании остаются неизменными и не зависящими от того, есть далее по потоку (за ним) здание или нет.

При других направлениях ветра положительные давления при параллельном расположении зданий наблюдаются на стене второго здания, когда направление ветра будет под углом больше  $25\text{--}30^\circ$  (рис. XI—18). Часть стены под положительными давлениями будет ограничена линией, проведенной из точки 0 (рис. XI—19) под углом, под которым дует ветер. При угле  $0\text{--}25^\circ$  наблюдается разрежение.

Если здание имеет возвышающуюся часть (рис. XI—19), то с передней кромки здания происходит так называемый прыжок ветра — срыв потока, вследствие которого за кромкой образуется зона разрежения: перед выступающей частью здания происходит подпружинивание потока, и в результате этого создается положительное давление перед выступом. Положение линии раздела с нулевыми значениями аэродинамических коэффициентов зависит от соотношения геометрических размеров  $h_0$ ,  $h_1$  и  $l$ .

Как известно, при набегании ветра на здание с его острой

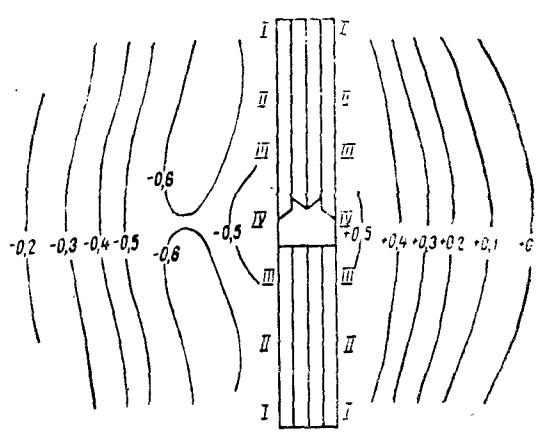
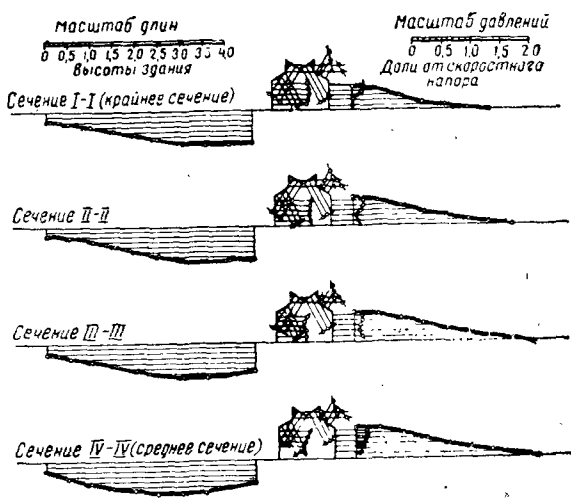


Рис. XI—17. Распространение давлений ветра перед зданием и за ним

кромки на лобовой стороне происходит срыв потока — прыжок ветра. Если выступ, например фонарь, на здании окажется в зоне прыжка, то на его наветренной стороне будет отрицательное давление, что имеет большое значение для использования естественных воздухообменов. На рис. XI—20 приводятся средние значения аэродинамических коэффициентов на наветренной стороне фонаря для различных соотношений высоты фонаря  $h_{\phi}$  и высоты здания  $h_1$   $\frac{h_{\phi}}{h_1}$  (от 0 — плоская крыша до 0,4). При направлении ветра поперек здания этот график пригоден для наклона кровли

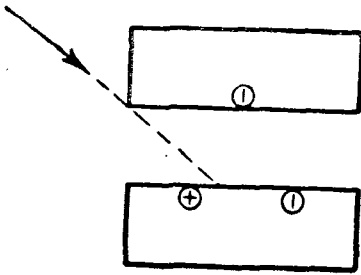


Рис. XI—18

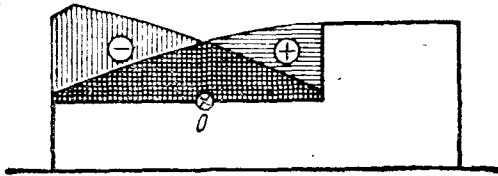


Рис. XI—19

от 0 до 0,2. При горизонтальном направлении ветра при больших наклонах высоту здания нужно считать от земли до карниза, а высоту фонаря — от карниза до конька фонаря.

О том, какое влияние на аэродинамические коэффициенты наветренной стороны фонаря оказывает впереди стоящее здание (рис. XI—21) при разных разрывах между ними и при прочих прежних условиях, видно из табл. XI—3.

Эти данные изменятся, если изменится высота  $h_0$  или его протяженность.

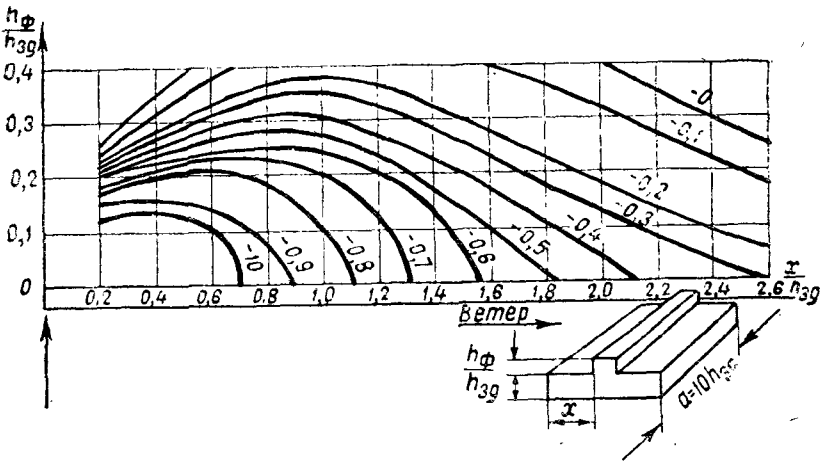


Рис. XI—20. Аэродинамические коэффициенты на наветренной стороне фонаря

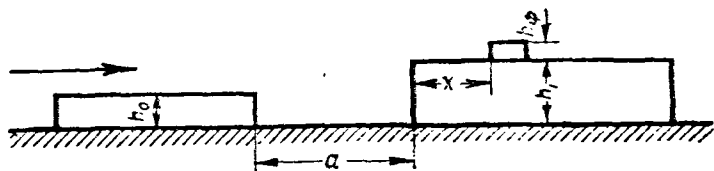


Рис. XI—21

Таблица XI—3

$\frac{h_{\phi}}{h_1}$	$x/h_1$				$a/h_0$
	0,2	0,6	1,0	2,0	
0	-0,2	+	+	+	4
	<-0,5	-0,15	+	+	6
	<-0,7	-0,33	0	+	8
	-	+	+	+	10
01	-0,2	+	+	+	4
	-0,5	-0,1	+	+	6
	-0,7	-0,30	0	+	8
					10
02	+	+	+	+	4
	+	+	+	+	6
	+	-0,13	0	+	8
	<1,0	-0,85	-0,5	0	10
03	+	+	+	+	4
	+	+	+	+	6
	+	+	+	+	8
	+	-0,1	-0,05	+	10

В многопролетных цехах с параллельно расположенными фонарями одинаковой высоты на всех фонарях, кроме крайнего, наблюдается разрежение, если разрыв между фонарями меньше пяти высот фонаря.

Задувание может наблюдаться при косых направлениях ветра на концах фонарей, прилегающих к торцовой стороне. Что касается крайнего фонаря, то, как уже выяснено, будет ли он под положительным давлением или под разрежением, это зависит от прыжка ветра.

При ступенчатом расположении зданий, как это указано на рис. XI—22, может быть следующее.

Если впереди стоящее здание имеет значительную протяженность по потоку (более  $12 h_0$ ), то при горизонтальном направлении ветра поток после срыва успевает выровняться и воздейст-

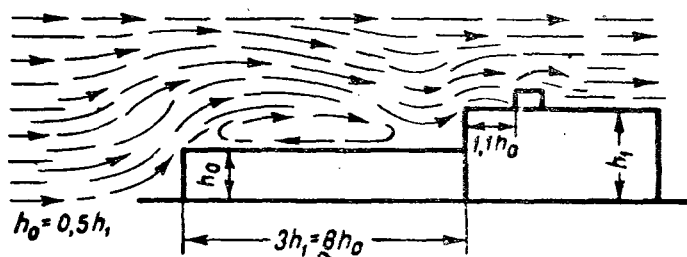


Рис. XI-22

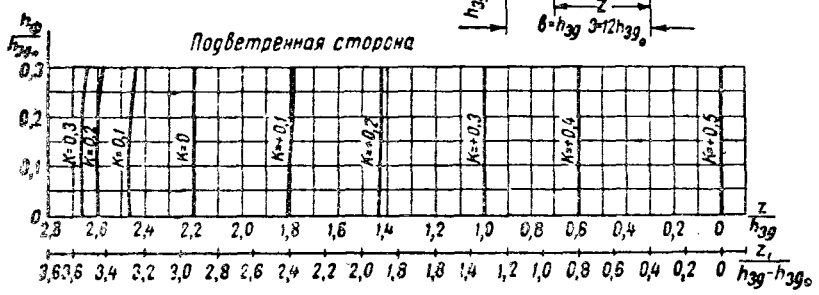
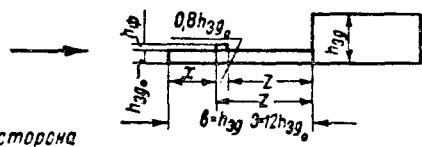
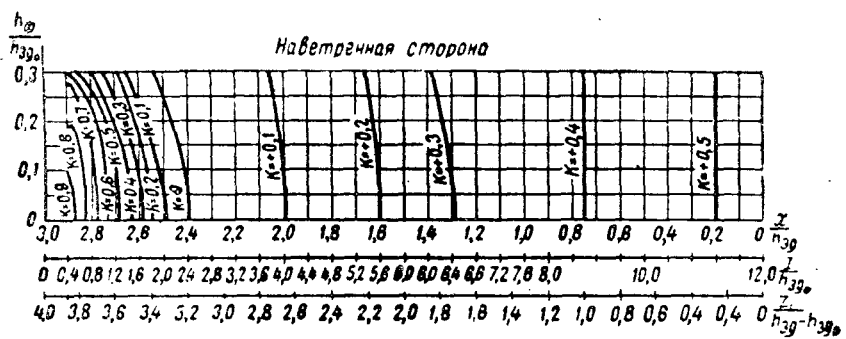


Рис. XI-23

увет на более высокое здание, как на открыто стоящее. С кромки более высокого здания происходит срыв потока, и аэродинамический коэффициент на наветренной стороне фонаря зависит по-прежнему от прыжка ветра.

Если протяженность низкого здания меньше  $12 h_0$ , то наветренная сторона фонаря может оказаться под положительным давлением.



Определить значение аэродинамического коэффициента на наветренной стороне фонаря можно по графику рис. XI—20, если за высоту здания считать  $h_1 - h_0$ .

Познакомимся теперь, как распределяются давления на фонаре, расположенном на более низкой части здания (рис. XI—23). Здесь все зависит от соотношений срыва потока с острой кромки низкого здания и подпора со стороны высокого.

На приводимом выше рисунке указывается положение нулевого давления, левее его — область разрежения; если в ней будет расположен фонарь, то при  $h_{\phi}$  от 0 до  $0,5 h_0$  он будет в тени, правее в области подпора — под положительным давлением.

В результате воздействия ветра на здание на поверхностях его возникают разные давления. Через отверстия, расположенные здесь, будет осуществляться воздухообмен в здании. Воздух из мест больших давлений будет перетекать к местам меньших давлений. Под влиянием такого перетекания внутри здания установится внутреннее избыточное давление.

Если давление перед отверстием, в которое втекает воздух, будет  $P_1$ , а перед отверстием, где воздух вытекает, будет  $P_2$ , то располагаемое давление, в соответствии с которым будет осуществляться воздухообмен  $\Delta P$ ,

$$\Delta P = P_1 - P_2.$$

Мы рассмотрели воздухообмен и потоки, вызываемые порознь действием теплоисточников и ветром.

Теперь надлежит рассмотреть их совместное действие. Здесь мы вплотную подходим к вопросу организации естественных воздухообменов.

## § 46. Организация естественных воздухообменов

Организовать естественные воздухообмены — значит устранить те помехи, которые, несмотря на огромные объемы воздуха, не позволяют создать благоприятные условия воздушной среды в здании. Помехи вызываются главным образом ветром, а также циркулирующей потоков.

Если наветренная сторона фонаря находится под избыточным давлением (на подпоре), то створки этой стороны приходится закрывать. При открытых створках происходит задувание ветра. Это ведет к тому, что поднявшиеся вверх потоки наиболее нагретого и загрязненного вредными газами и мельчайшей пылью воздуха опрокидываются в рабочую зону и загрязняют воздух в ней.

Опрокидывание потоков и вызываемое этим загрязнение воздуха в рабочей зоне характерны для неорганизованных естественных воздухообменов. Несмотря на то что такие воздухообмены исчисляются часто многими сотнями тысяч килограммов воз-

духа в час, они сплошь и рядом не улучшают, а ухудшают состояние воздушной среды в рабочей зоне.

Чтобы устранить задувание и избежать опрокидывания потоков в общем случае, створки наветренной стороны фонаря нужно закрывать. В связи с периодической переменой направлений ветра необходимость частого открывания и закрывания створок в фонаре, даже при наличии механизмов для управления с пола, сильно усложняла бы эксплуатацию аэрации, не говоря уже о затруднениях в случае отсутствия механизации открывания створок. Кроме того, при задуваемых ветром фонарях приходилось сооружать фонарь почти двойной высоты, так как всю необходимую площадь открываемых створок нужно было иметь на одной (на каждой) стороне фонаря. Это не могло не удорожать строительство.

Размещая фонарь в области аэродинамической тени, получаем створки наветренной стороны, не задуваемые ветром, что, как уже сказано, существенно упрощает эксплуатацию аэрации и строительство.

Ниже указываются и другие мероприятия, обеспечивающие незадуваемость наветренных створок фонарей.

Ранее было показано, что перед одиноко стоящим в потоке зданием создается подпор, а сзади здания — аэродинамическая тень. Аналогичное явление наблюдается и у поставленного поперек потока щита. Щит, поставленный перед фонарем, может создать аэродинамическую тень на створках наветренной стороны фонаря. В частности, таким щитом может быть парапет.

При наклоне крыши в пределах  $1/10$ — $1/5$  парапет высотой, равной высоте фонаря, предохраняет от задувания при расстоянии от парапета до фонаря в пределах  $x \leq 4 h_{\phi}$ .

Чтобы не было задувания при направлениях ветра, отличных от нормального, к оси фонаря, торцовые стороны между парапетом и фонарем необходимо зашивать. Если парапет почему-либо нежелателен, то можно поставить щит на таких расстояниях от фонаря, чтобы получить разрежение на створках.

При наклоне крыши  $i = 1/3$  щит высотой  $0,6 \div 1 h_{\phi}$ , будучи поставлен на расстоянии от  $0,5$  до  $3,3 h_{\phi}$ , дает тень на фонаре. При этом аэродинамический коэффициент равен  $0,5$  при углах установки (поперек фонаря)  $60$  и  $30^\circ$ . При наклоне крыши  $i = 2/3$  и высоте щита, равной высоте фонаря, тень на фонаре будет при разрыве до  $3,5 h_{\phi}$  при углах установки  $90$  и  $45^\circ$ .

Ветрозащитные щиты по предложению инж. Н. В. Синябрюхова установлены на ряде заводов в УССР.

На рис. XI—24 приводится схема незадуваемого ветром фонаря «Запорожец»; в этой конструкции щиты на поперечных обвязках и стойках опираются на деревянные подкладки, уложенные на кровле.

Щиты удерживаются в вертикальном положении распорками, которые крепятся к боковой стенке фонаря.

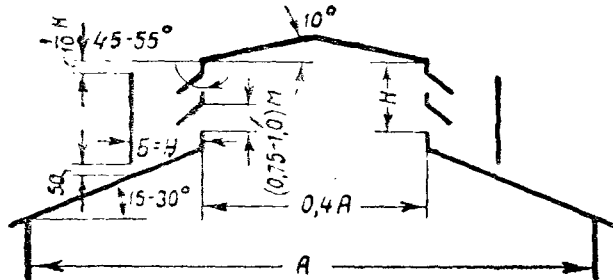


Рис. XI—24. Схема незадуваемого фонаря «Запорожец»

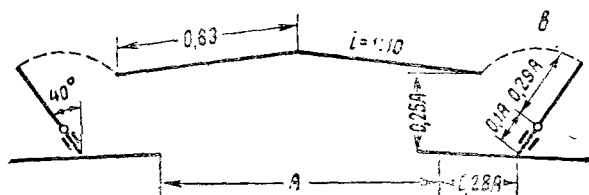
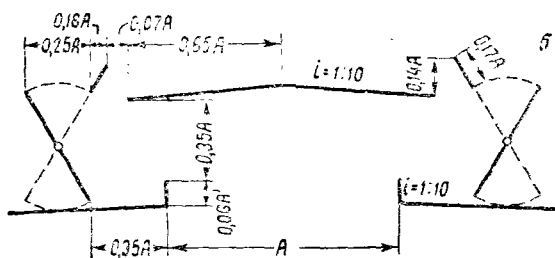
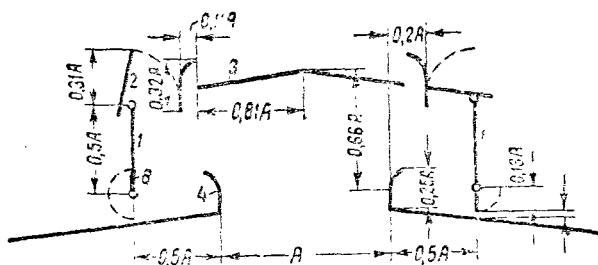


Рис. XI—25. Схемы незадуваемых фонарей:  
 а — МНОТ; б — ПСК-2; в — «Гипротис»

Для удаления атмосферных осадков между щитами и кровлей цеха оставляется щель высотой не более 50 мм.

В районах с большими снегопадами внизу щитов могут быть устроены откидные фартуки на петлях с закреплением их в поднятом положении крючками.

Длину фартуков следует принимать 2 м и располагать их равномерно по одному между стойками при 6-метровом пролете.

Имеются и другие конструкции фонарей промышленных зданий, где для достижения незадуваемости наветренных створок в том или ином виде используются щиты.

К таким конструкциям относится фонарь МИОТ, схема его приводится на рис. XI—25, а. Несущие конструкции фонаря выполняются в виде фермы. На схеме показаны ветрозащитные щиты 1 и 2, крыша фонаря 3.

Горловина фонаря окаймляется вертикальными стенами 4. Для защиты от проникновения дождя в цех через горловину фонаря устанавливаются неподвижные щиты, которые не препятствуют выходу воздуха из фонаря наружу.

Чтобы иметь возможность закрыть большую часть фонаря в зимнее время, щиты 2 и 6 делаются подвижными на шарнирах. Закрывая эти щиты (см. правую часть эскиза фонаря), можно закрыть фонарь на 82%, что даст возможность уменьшить воздухообмен примерно на 90%.

На рис. XI—25, б приведена схема конструкции фонаря Промстальконструкции (ПСК-2) со щитом, вращающимся около средней оси, и неподвижным закрылком и на рис. XI—25, в — схема фонаря «Гипротис».

В фонаре ленинградского Промстройпроекта (ЛенПСП) ветрозащитные щиты подняты на высоту, предохраняющую створки фонаря от завала снегом. Особенности фонаря являются удлиненная горловина и наличие внешнего подоконника (рис. XI—26).

Схема фонаря КТИС со щитами, вращающимися на шарнирах, изображена на рис. XI—27.

В фонаре КТИС проемы не имеют оконных переплетов и остекления, они оборудованы ветрозащитными панелями, вращающимися на петлях на нижней грани.

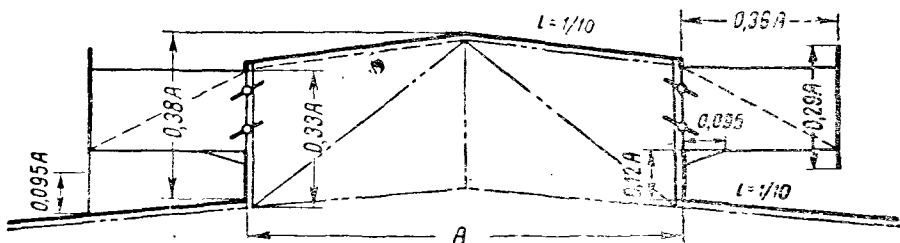


Рис. XI—26. Схема незадуваемого фонаря ЛенПСП

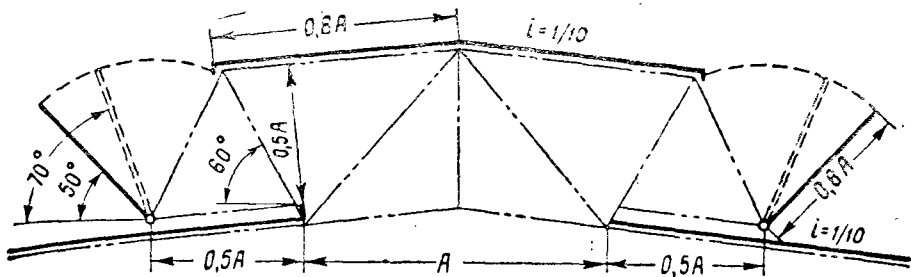


Рис. XI—27. Схема незадуваемого фонаря КТИС

Панели защищают проемы от задувания ветром и служат для регулирования воздухообмена по сезонам.

Размеры панелей выбраны в соответствии с возможностью вращения и закрепления их ручным способом двумя рабочими; длина панели 3 м применительно к половине типового 6-метрового шага строительной фермы, высота панелей 1,25; 1,50 и 1,75 м.

Фонарь КТИС может применяться при любых уклонах кровли.

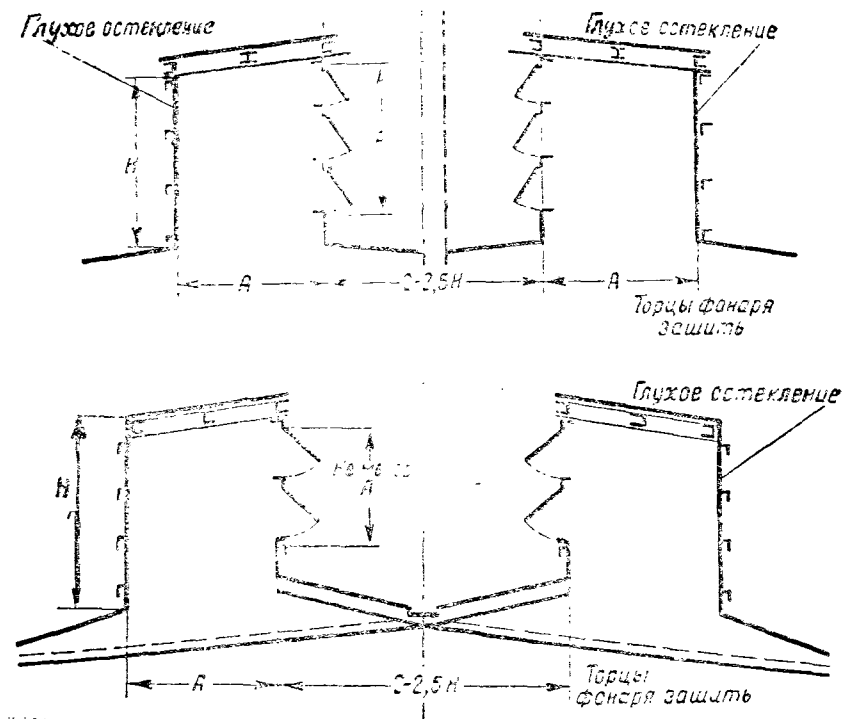


Рис. XI—28. Схема незадуваемого фонаря Батурина

Материалом для ветрозащитных панелей служат плоские асбестоцементные листы.

Положение ветрозащитных щитов фиксируется при помощи двух крюков, которые составляют угол наклона щитов к горизонту 50 и 70°. Полное закрытие проемов осуществляется путем прилонения панели к верхнему прогону фонаря.

На рис. XI—28 представлена схема фонаря конструкции автора. Фонарь состоит как бы из двух половинок: открывающиеся створки расположены на каждой половине так, что когда одна группа из них оказывается на заветренной стороне, то другая в тени, создаваемой первой половинкой. Чтобы избежать задувания при косых направлениях ветра, рекомендуется торцы фонаря защитить. Фонарь осуществлен на ряде цехов. Модификация этого фонаря представлена на рис. XI—29.

*Меры против сквозного проветривания.* Чтобы организовать естественный воздухообмен, кроме устранения задувания створок фонарей, которые предназначены для вытяжки, необходимо устранить еще так называемое сквозное проветривание, при котором воздух поступает через створки в стене наветренной стороны и выходит через створки в стене заветренной стороны.

Если на этом пути встречаются источники загрязнения воздуха, то к рабочим местам, расположенным вблизи заветренных створок, переносится перегретый загрязненный воздух.

Необходимо так регулировать положение створок, чтобы воздух поступал и через створки в стене заветренной стороны.

Обычно для этого приходится увеличивать площадь открытых створок, находящихся на заветренных поверхностях здания, и в крайнем случае уменьшать площади на наветренной стороне. Об этом подробнее будет сказано ниже. В горячих цехах при сквозном проветривании наблюдались случаи, когда на рабочих местах наветренной стороны температура воздуха была 20—25°, а на заветренной превышала 40°.

В многопролетных цехах, чтобы снабжать свежим воздухом рабочие места, расположенные в удалении от наружных стен, приходится чередовать горячие пролеты с холодными, при этом холодные пролеты служат воздухоприемникам

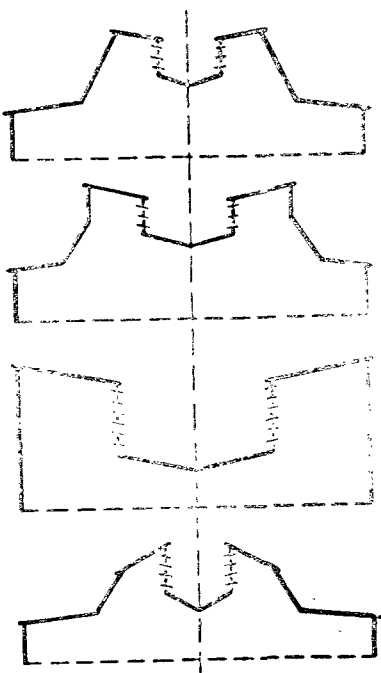


Рис. XI—29. Модификации незадуваемого фонаря Батурина

*Меры против перетекания теплого воздуха из горячего пролета в холодный.* На границе горячего и холодного пролетов обычно возникает циркуляция. Перегретый воздух из горячего пролета доверху перетекает в холодный пролет. Здесь он, примешиваясь к наружному воздуху, нагревает его, и этот нагретый воздух поступает для аэрации в горячий пролет.

Кроме того, перетекание горячего воздуха может существенно ослабить приток наружного воздуха в холодный пролет.

Чтобы избежать перетекания из горячего пролета в холодный, необходимо на границе их устроить перегородку, которая опускалась бы сверху примерно до середины высоты.

При организации естественных потоков должны найти широкое применение свешивающиеся с перекрытия перегородки, отделяющие горячие и холодные пролеты или даже участки в пределах одного пролета.

## **§ 47. Расчет аэрации однопролетных цехов**

Расчет аэрации однопролетных цехов производится по описываемой ниже упрощенной схеме:

1. Рассматривают установившийся процесс, то есть принимают неизменными во времени все факторы, обуславливающие воздухообмен.

2. Температуру воздуха внутри пролетов принимают одинаковой на всем протяжении и по всей высоте рассматриваемого участка. В каждой горизонтальной плоскости этого участка давление принимают постоянным, изменение же его при переходе от одного уровня к другому считают подчиняющимся гидростатическому закону.

3. Принимают, что на пути движения воздуха не имеется никаких препятствий (оборудование и пр.). Не учитываются также местные потоки, которые неизбежно существуют около источников тепла.

4. Предполагают, что вливающиеся через отверстия струи воздуха, а также струи, создаваемые источниками тепла в помещении, затухают, прежде чем достигнут стенок.

5. Не учитывают инфильтрацию воздуха через поры и щели ограждающих конструкций вследствие того, что обычно объем ее незначителен сравнительно с объемом организованного естественного воздухообмена, то есть принимают, что внешние ограждения здания как бы состоят из воздухонепроницаемых материалов. Предпосылка эта вызвана не столько принципиальными трудностями расчета, сколько сложностью определения площади щелей, пор и их расположения в ограждающих конструкциях.

6. При учете влияния ветра предполагают, что спектры давления на здание (его аэродинамические коэффициенты), полученные для глухих (сплошных) моделей, остаются практически неизменными при устройстве отверстий и осуществлении перетекания.

Связь между весовым расходом воздуха, который протекает через отверстие, имеющее площадь  $F$ , и разностью давления внутри и снаружи помещения, которую для краткости назовем напором ( $\Delta P$ ), выражается общеизвестной формулой

$$L = \mu F \sqrt{2g\gamma\Delta P} \text{ кг/сек},$$

где

$L$  — весовой секундный расход воздуха,  $\text{кг/сек}$ ;

$\mu$  — коэффициент расхода, зависящий от условий истечения;

$g = 9,81$  — ускорение силы тяжести,  $\text{м/сек}^2$ ;

$\gamma$  — удельный вес воздуха в исходном состоянии,  $\text{кг/м}^3$ ;

$\Delta P$  — напор (разность давлений внутри и снаружи помещения) в данном отверстии,  $\text{кг/м}^2$ .

Расчеты аэрации основываются на том, что при установившемся состоянии весовое количество воздуха  $L_{np}$ , поступающего в единицу времени (в  $\text{кг/сек}$  или  $\text{кг/час}$ ) в цех, равно весовому количеству воздуха  $L_{в\text{ит}}$ , выходящему из цеха в ту же единицу времени:

$$\Sigma L_{np} = \Sigma L_{в\text{ит}}.$$

Это выражение будем называть уравнением баланса воздухообмена.

Кроме уравнения баланса воздухообмена, должно иметь место уравнение баланса тепла. Такое уравнение должно выражать связь между количеством тепла, уносимым уходящим из цеха воздухом, и суммой количества тепла, вносимого с наружным воздухом, и избыточного тепла, выделившегося в цехе за ту же единицу времени.

Установим теперь следующее общее положение: внутреннее избыточное давление на каком-либо уровне в здании при данных условиях определяется соотношением квадратов площадей открытых отверстий.

Для доказательства этого рассмотрим сначала наиболее простой случай: здание без источников тепла находится в потоке ветра и имеет два отверстия: одно на наветренной, другое на заветренной стороне (рис. XI—30).

Обозначим давление ветра на наветренное отверстие 1 через  $P_1$  и на заветренное отверстие 2 — через  $P_2$ . Ветровые давления получаются путем умножения аэродинамического коэффициента на скоростное давление ветра:

$$P = k \frac{\gamma v^2}{2g},$$

где  $k$  — аэродинамический коэффициент;

$v$  — скорость ветра,  $\text{м/сек}$ .



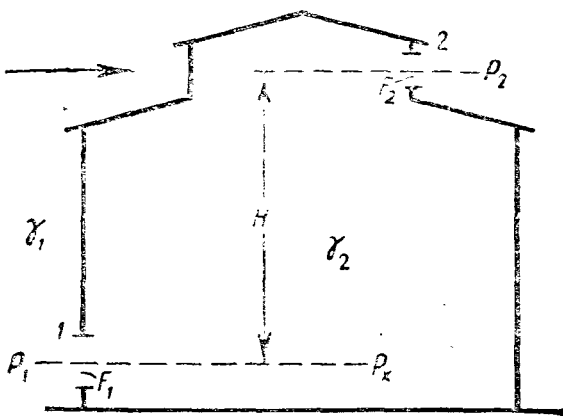


Рис. XI-30

Ветровые давления (и разрежения) в дальнейшем будут обозначены в формулах буквой  $P$  без указания знака (плюс или минус). Эти знаки будут ставиться при аэродинамических коэффициентах, через которые выражаются давления.

Для летних условий при  $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$  можно принимать с достаточным приближением

$$\frac{\gamma v^2}{2g} \approx \left(\frac{v}{4}\right)^2.$$

Примем за начальный уровень (рис. XI-30) для отсчетов уровень, проходящий через середину отверстия 1. Примем наружное (избыточное) давление на этом уровне равным нулю<sup>1</sup>. Тогда полное наружное давление здесь будет

$$0 + P_1 \text{ кг/м}^2.$$

Внутреннее избыточное давление на этом уровне обозначим  $P_x$ . Таким образом, напор в отверстии 1 будет

$$0 + P_1 - P_x = P_1 - P_x.$$

В отверстии 2:

Внутреннее давление . . . . .	$P_x - H\gamma_1$
Наружное » . . . . .	$0 - H\gamma_1 + P_2$
Напор . . . . .	$P_x - P_2$

<sup>1</sup> Уровень для отсчета может быть выбран произвольно.

Напишем уравнение баланса воздухообмена  $L_1=L_2$  в развернутом виде:

$$\mu_1 F_1 \sqrt{2g\gamma_1(P_1 - P_x)} = \mu_2 F_2 \sqrt{2g\gamma_1(P_x - P_2)}.$$

Сокращая обе части уравнения на  $\mu_1 \sqrt{2g\gamma_1}$  и решая относительно  $P_x$ , получаем

$$P_x = \frac{F_1^2 P_1 + F_2^2 P_2}{F_1^2 + F_2^2}. \quad (1)$$

Если закрыть отверстие  $F_2$ , то есть сделать  $F_2=0$ , то из выражения (1) видим, что  $P_x=P_1$ , это, впрочем, и само по себе очевидно.

Если оставить отверстие 2 открытым, а закрыть  $F_1$ , то есть при  $F_1=0$

$$P_x = P_2.$$

При  $F_1=F_2$  получим

$$P_x = \frac{P_1 + P_2}{2}.$$

Из выражения (1) следует также, что при данных  $P_1$  и  $P_2$  внутреннее избыточное давление определяется отношением квадратов площадей открытых отверстий и может принимать все значения от  $P_1$  до  $P_2$ .

Если рассмотреть более общий случай, когда в здании имеются три отверстия (рис. XI-31), то, не прибегая к формулам,

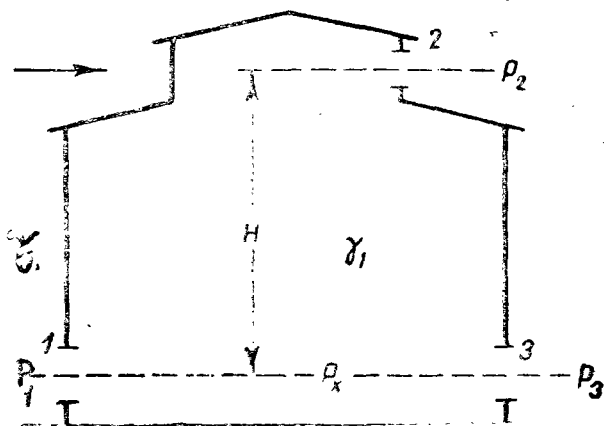


Рис. XI-31

можно показать, что и в данном случае внутреннее избыточное давление  $P_x$  будет определяться соотношением площадей открытых отверстий. В самом деле:

$$\begin{array}{llll} \text{при закрытых отверстиях 2 и 3:} & P_x = P_1 & & \\ \text{»} & \text{»} & \text{»} & \text{1 и 3: } P_x = P_2 \\ \text{»} & \text{»} & \text{»} & \text{1 и 2: } P_x = P_3. \end{array}$$

При изменении соотношения открытых отверстий внутреннее давление  $P_x$  может принимать все значения от  $P_1$  до  $P_2$  (принимается, что  $P_2$  по абсолютной величине больше  $P_3$ ).

Это положение относительно внутреннего избыточного давления остается справедливым и для того общего случая, когда в здании имеются источники тепла ( $\gamma_1 > \gamma_2$ ), а само здание находится в потоке ветра (рис. XI—32).

Для отсчетов взята плоскость на уровне середины нижних отверстий (внешние давления выписаны на рисунке).

Рассмотрим отверстие 2:

$$\begin{array}{l} \text{Внутреннее давление} \dots\dots\dots P_x - H\gamma_2 \\ \text{Наружное} \quad \text{»} \quad \dots\dots\dots P_2 - H\gamma_1 \\ \hline \text{Напор} \quad \dots\dots\dots P_x + H(\gamma_1 - \gamma_2) - P_2 \end{array} \quad (2)$$

В выражении (2) сделаем следующее преобразование:

$$P_x - [ -H(\gamma_1 - \gamma_2) + P_2 ]. \quad (3)$$

Очевидно, что значения выражений (2) и (3) совершенно одинаковы.

Теперь часть выражения (3) вне квадратных скобок  $P_x$  можно условно рассматривать как внутреннее давление на уровне

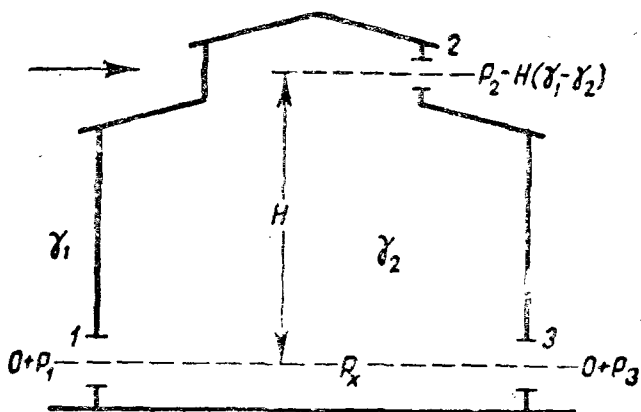


Рис. XI—32

отверстия 2, а в скобках — как внешнее давление на этом же уровне.

Выражение  $[P_2 - H(\gamma_1 - \gamma_2)]$  можно рассматривать как характеризующее такое ветровое давление у отверстия 2, которое при отсутствии в здании источников тепла пропустило бы то же количество воздуха, что было при совместном действии теплового и ветрового напоров. Поэтому выражение  $[P_2 - H(\gamma_1 - \gamma_2)]$  будем называть фиктивным ветровым давлением.

Введение понятия фиктивного ветрового давления, как будет видно из дальнейшего изложения, упрощает расчеты аэрации, особенно многопролетных цехов.

Фиктивное давление позволяет отвлечься от наличия источников тепла в помещении и свести эту задачу к ранее рассмотренной.

Задачу, графически представленную на рис. XI—33, можно было бы заменить задачей, схема которой приведена на рис. XI—34; в этом случае внутреннее давление в зависимости от соотношения открытых отверстий может принимать все значения от  $P_1$  до  $P_2^{\phi}$ :

$$P_2^{\phi} = P_2 - H(\gamma_1 - \gamma_2) \text{ кг/м}^2.$$

Это преобразование позволяет сразу наметить внутреннее избыточное давление таким, которое обеспечит желательное направление перетекания воздуха и значительно облегчит определение площадей отверстий.

Регулируя площади отверстий, можно так менять  $P_x$ , что отверстия 1 и 3 будут работать на приток. Такая схема движений будет наилучшей, так как воздух будет поступать в цех с обеих сторон. При иной регулировке отверстие 3 может работать на вытяжку, что совсем нежелательно, если источники вредности

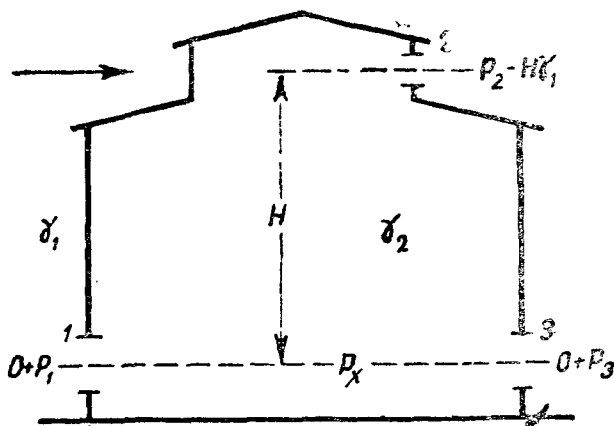


Рис. XI—33

расположены на пути между отверстиями 1 и 3. Наконец, при  $P_x = P_3$  отверстие 3 работать практически не будет.

В отношении аэрации как однопролетных, так и многопролетных цехов, о которых будет речь в дальнейшем, возможна постановка двух задач:

1) для данного промышленного здания с известным количеством вредности, выделяющейся в единицу времени, по заданным начальной и конечной концентрациям (при избыточном тепле — по температуре воздуха, входящего в здание снаружи, и температуре отработавшего воздуха, уходящего из здания) определить необходимый воздухообмен и потребные для осуществления этого воздухообмена площади отверстий в стенах и в фанаре;

2) для данного промышленного здания при заданных внешних условиях, при известной площади отверстий и их расположении определить возможный воздухообмен и среднюю концентрацию (или для горячего цеха — среднюю температуру в рабочей зоне).

Первая задача возникает при проектировании промышленных зданий, вторая — при поверочных расчетах естественных воздухообменов, например при проектировании механической вентиляции.

Начнем с первой задачи.

Требуется определить площади открываемых створок в стенах и фанаре промышленного здания (рис. XI—34).

Даны: расчетная (наружная) температура  $t_1$  (по метеорологическому справочнику в 13 час наиболее жаркого месяца), расчетная скорость ветра  $v_0$  в м/сек; аэродинамические коэффициенты  $k_1$ ,  $k_2$  и  $k_3$ .

Количество избыточного тепла  $Q_{изб}$  подсчитывается обычными способами.

Задача в большинстве случаев решается как плоская, то есть

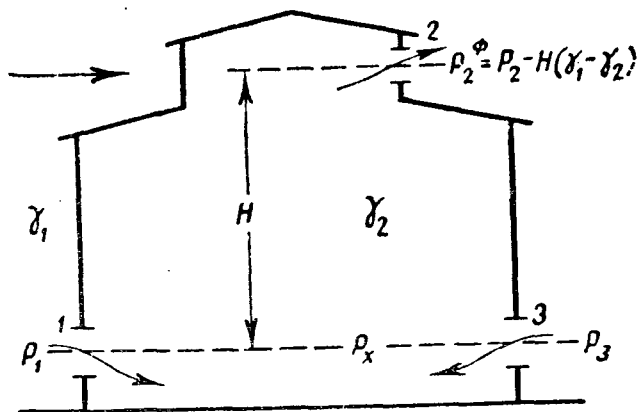


Рис. XI—34. Схема перетекания воздуха

предполагается, что внешние и внутренние условия одинаковы на протяжении всей длины цеха.

В однопролетных цехах при задуваемых ветром фонарях будем полагать открытыми отверстия в стенах на наветренной и заветренной сторонах и на заветренной стороне в фонаре.

Открывание отверстий в фонаре на наветренной стороне приводит обычно к опрокидыванию поднимающихся вверх потоков вниз, в рабочую зону, и ведет к ее загрязнению отработавшим воздухом (понятно, что полученная по расчету площадь отверстия 2 должна быть предусмотрена при строительстве и на другой стороне фонаря на случай перемены направления ветра).

При незадуваемых фонарях створки открыты с обеих сторон фонаря.

Из уравнения баланса тепла (или иной вредности) определяется расчетный воздухообмен:

$$L = \frac{Q_{изб}}{c(t_{yx} - t_1)} \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Наиболее эффективной аэрация будет в том случае, когда воздух будет поступать с обеих сторон цеха через отверстия 1 и 3 (см. рис. XI—34). В соответствии с этим останавливаемся на такой схеме перетекания воздуха: отверстия 1 и 3 работают на приток, отверстие 2 — на вытяжку.

Картина перетекания обуславливается внутренним давлением. Изменяя соотношение площадей открытых отверстий, можно подобрать такое внутреннее давление, которое обеспечивало бы выбранные направления перетекания.

Предположим, что расчетный воздухообмен желательно осуществить таким образом, чтобы он поровну (или в любых других отношениях) поступал через отверстия 1 и 3, например  $L_1 = L_3$ .

Уравнение баланса воздухообмена будет иметь вид

$$L_1 + L_3 = L_2.$$

Выбрав начальный уровень для отсчетов в середине нижних отверстий и обозначив внутреннее избыточное давление в этом уровне через  $P_x$ , напишем выражения для напоров:

$$\begin{array}{ll} \text{Напор в отверстиях 1:} & P_1 - P_x \\ \text{» » » 3:} & P_3 - P_x \\ \text{» » » 2:} & P_x - P_2^\phi = P_x + H(\gamma_1 - \gamma_2) - P_2. \end{array}$$

Выбрать (назначить) величину  $P_x$  не представляет затруднений, после того как действительные и фиктивные давления выписаны на разрезе здания у соответствующих отверстий. Его величина должна быть меньше  $P_3$  (тогда отверстие 3 будет работать на приток) и больше  $P_2^\phi = P_2 - H(\gamma_1 - \gamma_2)$ .

Назначив  $P_x$ , определяем по расходам и напорам необходимые площади отверстий:

$$F_1 = \frac{L_1}{\mu_1 \sqrt{2 g \gamma_1 (P_1 - P_x)}} \text{ м}^2;$$

$$F_2 = \frac{L_2}{\mu_2 \sqrt{2 g \gamma_2 (P_x - P_2^\Phi)}} \text{ м}^2;$$

$$F_3 = \frac{L_3}{\mu_3 \sqrt{2 g \gamma_1 (P_3 - P_x)}} \text{ м}^2.$$

Таким образом, можно принять следующий порядок расчета аэрации однопролетного цеха (как решение плоской задачи):

1. Определяем потребный воздухообмен, зная количество вредности, выделяющейся в единицу времени, и задаваясь температурой воздуха, уходящего через отверстие в фонаре.

Если, например, избыточное тепло имеется в количестве  $Q_{изб}$  ккал/сек, то

$$L_2 = \frac{Q_{изб}}{c(t_{yx} - t_1)} \text{ кг/сек.}$$

Температура отработавшего воздуха  $t_{yx}$  должна быть выбрана так, чтобы температура воздуха в рабочей зоне (при расчетной летней температуре) не превышала наружную  $t_1$  более чем на  $5^\circ$ .

Эксперименты на моделях и анализ накопленных данных натурных исследований аэрации показывают, что для удовлетворения этого условия  $\Delta t_{yx} = t_{yx} - t_1$  должно быть равно или меньше  $10 \div 12^\circ$ .

2. Задаемся соотношением  $L_1$  и  $L_3$ , например,

$$\frac{L_1}{L_3} = 1; L_1 = L_3 = \frac{L_2}{2}.$$

3. Находим фиктивное давление для отверстия 2 по формуле

$$P_2^\Phi = P_2 - H(\gamma_1 - \gamma_2) \text{ кг/м}^2.$$

Для получения притока через отверстие 3 даем внутреннему избыточному давлению  $P_x$  значение между  $P_2$  и  $P_3$ .

По мере приближения  $P_x$  к одному из этих значений уменьшается соответствующий напор, вызывая увеличение площади.

Не представляет затруднений вывести формулу, которая давала бы зависимость  $P_x$  от отношения расходов  $\frac{L_2}{L_3} = \alpha$ , и отношения площадей  $\frac{F_2}{F_3} = \beta$  (определяемого возможностью их размещения).

Возводим оба выражения для расходов

$$L_2 = \mu_2 F_2 \sqrt{2g\gamma_2(P_x - P_2^\phi)};$$

$$L_3 = \mu_3 F_3 \sqrt{2g\gamma_1(P_3 - P_x)}$$

во вторую степень и делим одно на другое. Учитывая, что  $\sqrt{2g\gamma_2}$  очень мало разнится от  $\sqrt{2g\gamma_1}$ , сокращаем их. В результате всех этих действий получаем

$$\left(\frac{L_2}{L_3}\right)^2 = \left(\frac{\mu_2}{\mu_3}\right)^2 \left(\frac{F_2}{F_3}\right)^2 \frac{P_x - P_2^\phi}{P_3 - P_x}.$$

Обозначив  $\frac{\mu_2}{\mu_3}$  через  $\eta$ , будем иметь

$$\alpha^2 = \eta^2 \beta^2 \frac{P_x - P_2^\phi}{P_3 - P_x}.$$

Решая это уравнение относительно  $P_x$ , находим

$$P_x = \frac{\alpha^2 P_3 + \eta^2 \beta^2 P_2^\phi}{\alpha^2 + \eta^2 \beta^2};$$

при  $\eta = \frac{\mu_2}{\mu_3} = 1$  формула примет вид

$$P_x = \frac{\alpha^2 P_3 + \beta^2 P_2^\phi}{\alpha^2 + \beta^2}.$$

Порядок расчета аэрации несколько видоизменяется при наличии аэродинамических характеристик не задуваемых ветром фонарей.

Прежде чем указать особенности расчета, познакомимся с характеристиками таких фонарей.

Аэродинамические характеристики фонарей получают путем продувки моделей фонарей в аэродинамических трубах. Для большей точности и удобства продувается только верхняя часть здания, вместо отброшенной части должно быть приложено то давление, которое она оказывала. Это давление, имитирующее совокупное действие гравитационных сил и ветра, воспроизводится посредством камеры давления, в которую вентилятором нагнетается воздух.

Задача исследования сводится к определению зависимости между избыточным давлением  $\Delta P_\phi$  на уровне расположения фонаря, скоростью ветра и расходом воздуха  $L'$  через фонарь при данном направлении ветра. Экспериментальная установка представлена на рис. XI—35.



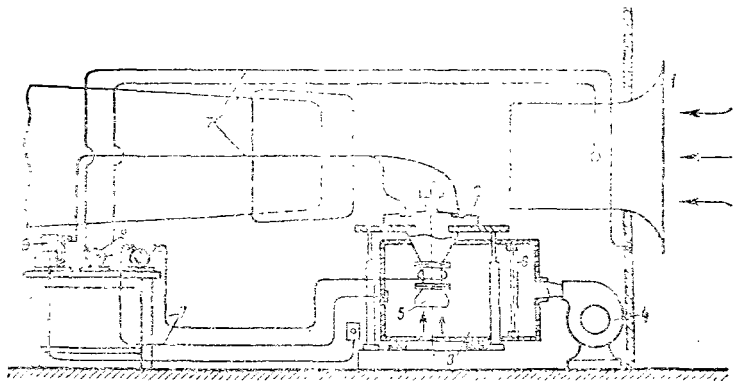


Рис. XI—35. Продувка фонарей в аэродинамической трубе

В рабочей части аэродинамической трубы создается поток воздуха — ветер, а при помощи камеры давления воспроизводится избыточное давление  $\Delta P_\phi$  на уровне расположения фонаря (в горловине фонаря), причем

$$\Delta P_\phi = P_x + H(\gamma_n - \gamma_\phi),$$

где  $P_x$  — внутреннее избыточное давление на уровне, расположенном на  $H_x$  ниже горловины фонаря.

При исследовании заданными величинами являются скорость ветра  $v$  и избыточное давление  $\Delta P_\phi$ , искомой величиной — скорость воздуха в характерном сечении. За характерное сечение обычно принимают горловину фонаря или габаритное сечение створок.

Характеристики представлены в виде графиков, у которых на оси абсцисс указаны избыточные давления в устье горловины фонаря  $\Delta P_\phi$  кг/м<sup>2</sup>, а на оси ординат — скорости в горловине фонаря  $v_\phi$  при скорости ветра 0; 4 и 6 м/сек (рис. XI—36).

При наличии аэродинамической характеристики для незадуваемых фонарей расчет аэрации производится следующим образом. Ввиду того что характеристика фонарей составлена в координатах  $\Delta P_\phi$  и  $v_\phi$  при разных скоростях ветра, нужно прежде всего определить  $\Delta P_\phi$ .

Поскольку продувка производилась в изотермических условиях (тепловой напор имитировался камерой давления), давление в фонаре измерялось относительно невозмущенного потока. Поэтому в неизотермических условиях под  $\Delta P_\phi$  следует разуметь

$$\Delta P_\phi = P_x + H(\gamma_n - \gamma_\phi),$$

где  $P_x$  — избыточное внутреннее давление в середине приточных отверстий.

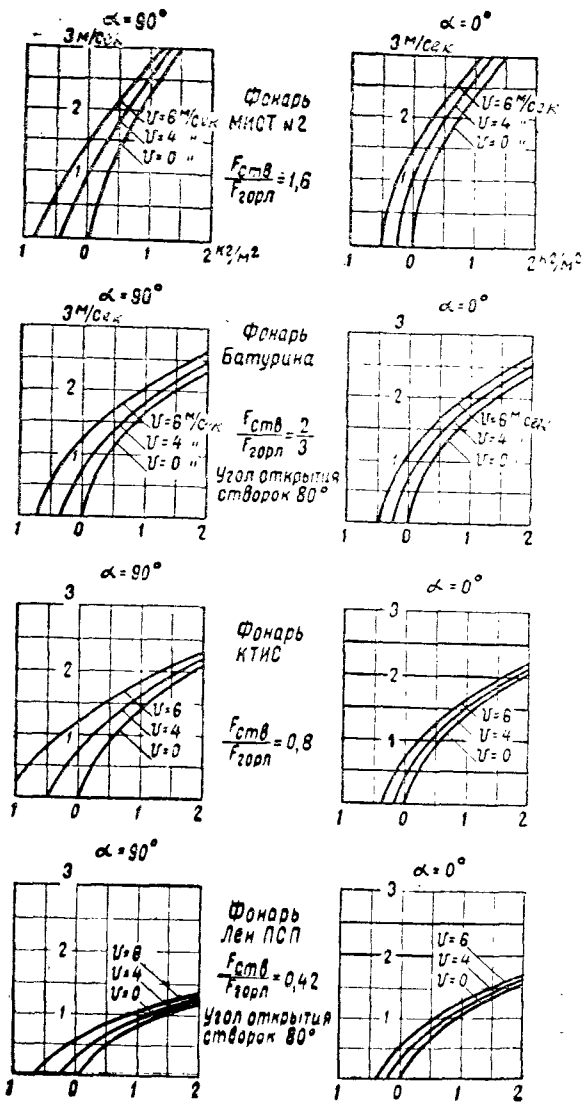


Рис. XI—36. Характеристики фонарей

Приходится задаваться или величиной  $P_x$  (в пределах располагаемого напора) или площадью приточных отверстий  $\Sigma F_{np}$ ; в последнем случае значение  $P_x$  определить можно по уравнению

$$P_x = P_1 - \frac{L_1^2}{\mu_1 F_1^2 2g \gamma_1}$$

$P_1$  (ветровое давление в  $\text{кг/м}^2$ ) может быть выражено через скоростное давление ветра  $q$  и аэродинамический коэффициент  $k_1$ , а именно:

$$P_1 = k_1 q.$$

После определения  $\Delta P_\phi$  по графику для соответствующего фонаря и расчетной скорости ветра определяют скорость в горловине фонаря  $v_\phi$ , после чего площадь горловины фонаря и соответствующая ей площадь отверстий, из которых непосредственно происходит истечение отработанного воздуха, находят как частное

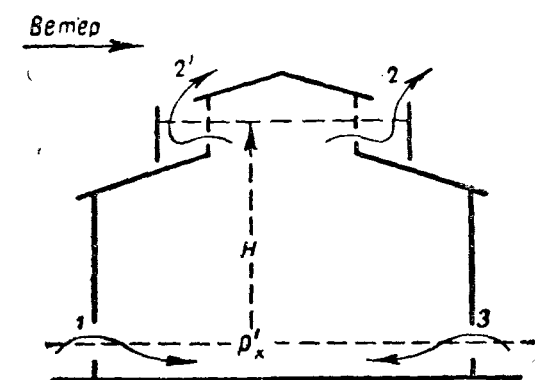


Рис. XI-37

$$F_\phi = \frac{L_\phi}{v_\phi} \text{ м}^2.$$

В задачах по определению воздухообмена для заданных площадей отверстий приходится определять удельный вес внутреннего воздуха  $\gamma_\theta$ , для этого служит формула

$$\gamma_\theta = \frac{353}{273 + \frac{Q_{\text{изб}}}{2\mu F_{1c} \sqrt{2g\gamma_1 (P_1 - P_x)}}} \text{ кг/м}^3.$$

**Пример 1.** Расчет аэрации однопролетного цеха с незадуваемым фонарем.

Дано:  $Q_{\text{изб}} = 500$  ккал/сек;  $H = 10$  м;  $t_1 = +22^\circ$ ; аэродинамические коэффициенты:  $k_1 = 0,6$ ;  $k'_2 = -0,5$ ;  $k_2 = -0,4$  и  $k_3 = -0,3$ ; скорость ветра 4 м/сек. Требуется определить площади отверстий 1, 2, 2' и 3 (рис. XI-37).

1. Определяем воздухообмен, приняв  $t_{yx} = 32^\circ$ :

$$L = \frac{Q_{\text{изб}}}{0,24 (t_{yx} - t_1)} = \frac{500}{0,24 (32 - 22)} = 208 \text{ кг/сек.}$$

2. Распределяем воздухообмен между отверстиями:

$$L_3 = L_1; \quad L'_2 = L_2; \quad L_1 + L_3 = L'_2 + L_2 = 208 \text{ кг/сек.}$$

3. Определяем ветровые и общие давления в отверстиях при

$$v = 4 \text{ м/сек и } q = \frac{\gamma v^2}{2g} \approx 1 \text{ кг/м}^2;$$

$$P_1 = k_1 q = 0,6 \text{ кг/м}^2; \quad P_2' = k_2' q = -0,50; \quad P_2 = k_2 q = -0,40;$$

$$P_3 = k_3 q = -0,3 \text{ кг/м}^2;$$

$$P_2^\phi = P_2 - H(\gamma_1 - \gamma_2) = -0,5 - 10(1,197 - 1,177) = -0,7 \text{ кг/м}^2;$$

$$P_2^\phi = -0,4 - 0,2 = -0,6 \text{ кг/м}^2.$$

4. Выбираем внутреннее давление, исходя из условия, что створки 3 заветренной стороны работают на приток и что  $\frac{\Sigma F_2}{F_3} = 0,5$ :

$$\alpha = \frac{L_2}{L_3} = 1; \quad \beta = \frac{\Sigma F_2}{F_3} = 0,5;$$

$$P_x = \frac{\alpha P_3 + \beta P_2^\phi}{\alpha^2 + \beta^2} = \frac{(1 - 0,3) + 0,25(-0,65)}{1 + 0,25} = -\frac{0,463}{1,25} = -0,37.$$

5. Напоры в отверстиях:

$$P_1 - P_x = 0,6 - (-0,37) = 0,97 \text{ кг/м}^2;$$

$$P_x - P_2^\phi = -0,37 - (-0,7) = 0,33 \text{ кг/м}^2;$$

$$P_x - P_2^\phi = -0,37 - (0,6) = 0,23 \text{ кг/м}^2;$$

$$P_3 - P_x = -0,3 - (-0,37) = 0,07 \text{ кг/м}^2.$$

6. Определяем площади отверстий. Предварительно для упрощения вычислений подсчитываем:

$$\mu \sqrt{2g\gamma_1} \approx \mu \sqrt{2g\gamma_2} \approx 0,6 \sqrt{19,6 \cdot 1,2} \approx 2,85.$$

Тогда

$$F_1 = \frac{L_1}{\mu \sqrt{2g\gamma_1} \sqrt{P_1 - P_x}} = \frac{104}{2,85 \sqrt{0,97}} = 37 \text{ м}^2;$$

$$F_2' = \frac{104}{2,85 \sqrt{0,33}} = 63,4 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = \frac{104}{2,85 \sqrt{0,23}} = 75,8 \text{ м}^2;$$

$$F_3 = \frac{104}{2,85 \sqrt{0,06}} = 153 \text{ м}^2,$$

или

$$\Sigma F = 329 \text{ м}^2.$$

**Пример 2.** Для рассмотренного примера найти площади отверстий при безветрии.

Примем внутреннее давление в пределах располагаемого напора  $H$  ( $\gamma_1 - \gamma_2$ ) =  $10 \cdot (1,197 - 1,177) = 0,2 \text{ кг/м}^2$  равным  $-0,1 \text{ кг/м}^2$ .

Тогда напоры в отверстиях (при  $P_1 = P_2' = P_2 = P_3 = 0$ ) будут:

в отверстие	1:	$P_x = -(-0,1) = 0,1$
»	»	$2': P_x - P_2^{\phi} = -0,1 - (-0,2) = 0,1$
»	»	$2: P_x - P_2^{\phi} = -0,1 + 0,2 = 0,1$
»	»	$3: P_x = 0,1.$

Полагая  $L_1 = L_3$  и  $L_2' = L_2$ , получаем площади отверстий:

$$F_1 = F_2' = F_2 = F_3 = \frac{104}{2,85 \sqrt{0,1}} = 115, \text{ или } \Sigma F = 460 \text{ м}^2.$$

В ряде случаев приходится определять не размеры площади отверстий для расчетного воздухообмена, а воздухообмен и температуру уходящего воздуха по заданным: количеству избыточного тепла, площадям отверстий и по известным внешним условиям, то есть по температуре наружного воздуха  $t$ , скорости ветра  $v$  и аэродинамическим коэффициентам.

Ранее было показано, что внутреннее избыточное давление определяется отношением квадратов площадей открытых отверстий. Так как площади заданы, то этим предопределено внутреннее давление, и, следовательно, задаваться его значением уже нельзя, а его нужно найти.

Воздухообмен определяется в зависимости от внутреннего давления  $P_x$ , а температура является функцией воздухообмена. Таким образом, оказываются неизвестными воздухообмен и температура уходящего воздуха  $t_2$ . Неизвестно также, на приток или на вытяжку работает заветренное отверстие 3.

Сущность решения сводится к тому, чтобы найти такие  $P_x$  и  $t_2$ , которые удовлетворяли бы уравнениям баланса воздухообмена и тепла.

При составлении баланса воздухообмена приходится сделать предположение относительно работы отверстия 3, например допустить, что оно работает на приток. Дальнейшие вычисления автоматически покажут, правильны ли наши предположения. Если при этом предположении в развернутом выражении баланса воздухообмена, а именно в выражении расхода через отверстие 3, величина напора под корнем окажется отрицательной, что противоречит самому физическому существу, то это покажет, что наше предположение относительно работы отверстия 3 на приток неправильно, и, следовательно, оно работает на вытяжку.

**Пример 3.** Поясним сказанное числовым примером.

Дано:  $Q_{изб} = 500 \text{ ккал/сек}$ ;  $H = 10 \text{ м}$ ;  $t = +22^\circ$ ;  $v = 4 \text{ м/сек}$ ; аэродинамические коэффициенты:  $k_1 = 0,6$ ;  $k_2 = -0,45$ ;  $k_3 = -0,3$ .

Кроме того, даны площади отверстий:  $F_1 = 38 \text{ м}^2$ ;  $F_2 = 128 \text{ м}^2$  и  $F_3 = 260 \text{ м}^2$ .

Найти: внутреннее избыточное давление  $P_x$ , воздухообмен  $L$  и температуры  $t^2$  и  $t_{cp}$ .

Сделаем предположение, что отверстие 3 работает на приток, и напишем уравнение баланса воздухообмена в общем виде:

$$L_1 + L_3 = L_2.$$

Обозначим искомое внутреннее давление через  $P_x$  и напишем уравнение в развернутом виде:

$$\begin{aligned} \mu F_1 \sqrt{2g\gamma_1(P_1 - P_x)} + \mu F_3 \sqrt{2g\gamma_1(P_3 - P_x)} = \\ = \mu F_2 \sqrt{2g\gamma_2 \{P_x - [P_2 - H(\gamma_1 - \gamma_2)]\}}. \end{aligned}$$

В этом уравнении два неизвестных:  $P_x$  и  $\gamma_2$ . Без большой погрешности можно принять, что

$$\mu \sqrt{2g\gamma_1} \approx \mu \sqrt{2g\gamma_2}.$$

Тогда

$$F_1 \sqrt{P_1 - P_x} + F_3 \sqrt{P_3 - P_x} = F_2 \sqrt{P_x - P_2 + H(\gamma_1 - \gamma_2)}.$$

Предположим, что  $t_2 = 32^\circ$ ,  $t_{cp} = 27^\circ$  и  $P_x = -0,31 \text{ кг/м}^2$ . Подставляя эти значения, получаем

$$\begin{aligned} 38 \sqrt{0,6 + 0,31} + 260 \sqrt{-0,3 - (-0,31)} = \\ = 128 \sqrt{-0,31 + 0,45 + 10(1,197 - 1,177)}; \\ \frac{38 \sqrt{0,91} + 260 \sqrt{0,01}}{69,2} \quad \frac{128 \sqrt{0,34}}{68,8} \end{aligned}$$

При дальнейшем уточнении находим, что  $P_x = -0,32$  и соответственно

$$L_1 = 104 \text{ кг/сек}; L_3 = 104 \text{ кг/сек} \text{ и } L_2 = 208 \text{ кг/сек}.$$

Проверяем по тепловому балансу:

$$Q_{изб} = L_2 \cdot 0,24 (t_2 - t_1) = 208 \cdot 0,24 (32 - 22) = 499,2 \approx 500 \text{ ккал/сек}.$$

Если, кроме естественной вентиляции, имеется механическая вентиляция, задача решается аналогичным способом.

Секундное количество воздуха, принудительно подаваемого или отсасываемого механической вентиляцией  $L_m$ , записывается

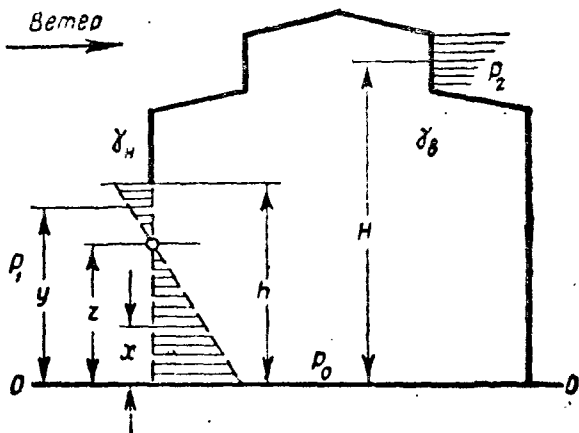


Рис. XI—38

в баланс воздухообмена соответственно в приток или в вытяжку.

Механическая приточная вентиляция, повышая внутреннее избыточное давление, усиливает вытяжку и уменьшает приток через отверстие 3, если этот приток имел место. Механическая вытяжная вентиляция действует наоборот: понижая внутреннее давление, она усиливает приток через отверстия 1 и 3 и уменьшает вытяжку через отверстие 2.

Следует остановиться еще на одном частном случае. При расчете аэрации для зданий, имеющих отверстия большой высоты (например, ворота), могут встретиться случаи, когда такие отверстия работают частью сечения на приток, а остальной частью на вытяжку.

Рассмотрим такую задачу для цеха (рис. XI—38), в котором воздухообмен обуславливается гравитационными силами и ветром. Обозначим температуру и удельный вес наружного воздуха через  $t_1$  и  $\gamma_1$ , среднюю температуру и удельный вес воздуха внутри цеха — через  $t_{cp}$  и  $\gamma_2$ . Давление ветра по высоте проема будем считать постоянным и обозначим  $P_1$ , а в отверстиях фонаря —  $P_2$ .

Если отверстие работает частью на приток, а частью на вытяжку, то надо полагать, что на некотором расстоянии от пола  $z$  имеется (в плоскости отверстия) линия, служащая разделом для течений воздуха: одного — внутрь здания, а другого — наружу. На этом уровне  $z$  внутреннее и наружное давления равны. Если их обозначить соответственно  $P_v$  и  $P_n$ , то

$$P_v = P_n.$$

Для определения воздухообмена необходимо знать распределение давлений внутри здания. Обозначим внутреннее избыточное давление на уровне пола через  $P_0$ ; если скорости движения воздуха в здании малы, то в порядке первого приближения мож-

но считать изменения давлений в высоте подчиняющимися гидростатическому закону.

Таким образом, будем иметь два неизвестных:  $z$  и  $P_0$  — и для определения их два уравнения:  $P_0 = P_n$  — и уравнение баланса воздухообмена. Если обозначим секундное количество воздуха, вытекающего в цех (через нижнюю часть проема до уровня  $z$ ),  $L_1$ , вытекающего через верхнюю часть того же проема  $L'_2$  и вытекающего через фрамуги фонаря  $L_2$ , то для установившегося состояния получим уравнение баланса

$$L_1 = L'_2 + L_2.$$

Теперь эти уравнения следует представить в развернутом виде. Примем наружное избыточное давление на уровне пола равным нулю.

Полное давление на этом уровне будет  $0 + P_1$ .

На уровне  $x < z$  наружное избыточное давление будет

$$P_x^n = 0 - x\gamma_n + P_1 \text{ кг/м}^2;$$

внутреннее давление (на том же уровне)

$$P_x^0 = P_0 + x\gamma_u.$$

Тогда напор на уровне  $x$  от пола будет равен

$$\Delta P_x = P_x^n - P_x^0 = P_1 - P_0 - x(\gamma_n - \gamma_u).$$

При  $x = z$  должно иметь место условное  $\Delta P_x = 0$ , то есть

$$P_1 - P_0 - x(\gamma_n - \gamma_u) = 0,$$

откуда, подставив  $x = z$ , найдем

$$z = \frac{P_1 - P_0}{\gamma_n - \gamma_u} \text{ м.}$$

Скорость (весовая) на уровне  $x$ , вызываемая напором  $\Delta P_x$  будет

$$v_x \approx \sqrt{2g\gamma_n [P_1 - P_0 - x(\gamma_n - \gamma_u)]} \text{ кг/сек.}$$

С другой стороны,

$$v_x \approx \frac{dL}{dF},$$

где  $dF$  — элементарная площадь отверстия, имеющая высоту  $dx$  и ширину, равную ширине проема  $a$ , то есть  $dF = a dx$ , а числитель  $dL$  — элементарный расход.



Тогда  $L^1$  может быть представлено в виде интеграла:

$$x = z = \frac{P_1 - P_0}{\gamma_n - \gamma_0}$$

$$L_1 = a \int_{x=0} \sqrt{2g\gamma_n [P_1 - P_0 - x(\gamma_n - \gamma_0)]} dx.$$

После интегрирования получим

$$L_1 = -a \sqrt{2g\gamma_n} \frac{2}{3(\gamma_n - \gamma_0)} \left[ \sqrt{P_1 - P_0 - x(\gamma_n - \gamma_0)} \right]^3 \frac{P_1 - P_0}{\gamma_n - \gamma_0}.$$

Подставив пределы и сделав преобразования, получим

$$L_1 = \frac{2a \sqrt{2g\gamma_n} (P_1 - P_0)^3}{3(\gamma_n - \gamma_0)} \text{ кг/сек.}$$

Такой вид будет иметь формула для определения величины притока через нижнюю часть проема, если принять приближенно коэффициент расхода в этих условиях близким к единице.

Для определения расхода воздуха  $L'_2$ , вытекающего из цеха через верхнюю часть проема, напишем выражение для напора на высоте  $y > z$ , отсчитываемой также от начальной плоскости (то есть уровня пола),

$$\Delta P_y = P_0 - y\gamma_0 - (0 - y\gamma_n + P_1) = P_0 - P_1 + y(\gamma_n - \gamma_0).$$

Тогда аналогично предыдущему получим

$$L'_2 = \mu'_2 a \int_{y=z}^{y=h} \sqrt{2g\gamma_0 [P_0 - P_1 + y(\gamma_n - \gamma_0)]} dy;$$

$$y = z = \frac{P_1 - P_0}{\gamma_n - \gamma_0}$$

Здесь  $h$  — полная высота проема;

$\mu'_2$  — коэффициент расхода.

Интегрируя, получим

$$L'_2 = \mu'_2 a \sqrt{2g\gamma_0} \frac{2}{3(\gamma_n - \gamma_0)} \left[ \sqrt{P_0 - P_1 + y(\gamma_n - \gamma_0)} \right]^3 \Big|_{\frac{P_1 - P_0}{\gamma_n - \gamma_0}}^h$$

После подстановки пределов и простейших преобразований получим

$$L'_2 = \frac{2a\mu'_2 \sqrt{2g\gamma_0}}{3(\gamma_n - \gamma_0)} \left[ \sqrt{P_0 - P_1 + h(\gamma_n - \gamma_0)} \right]^3.$$

Расход (вытяжку) через отверстие в фонаре можно с достаточной для практических расчетов точностью подсчитать по напору в середине его высоты:

$$P_0 - H\gamma_s - (0 - H\gamma_n - P_2) = P_0 + P_2 + H(\gamma_n - \gamma_s);$$

$$L_2 = \mu_2 F_2 \sqrt{2g\gamma_2 [P_0 + P_2 + H(\gamma_n - \gamma_s)]} \text{ кг/сек.}$$

Развернутое выражение баланса воздухообмена примет вид:

$$\frac{2a \sqrt{2g\gamma_n (P_1 - P_0)^3}}{3(\gamma_n - \gamma_s)} = \frac{2a\mu_2 \sqrt{2g\gamma_s}}{3(\gamma_n - \gamma_s)} \left[ \sqrt{P_0 - P_1 + h(\gamma_n - \gamma_s)} \right]^3 + \\ + \mu_2 F_2 \sqrt{2g\gamma_s [P_0 + P_2 + H(\gamma_n - \gamma_s)]}.$$

Решив это выражение, например, графоаналитическим способом, найдем  $P_0$ ,  $z$  и величину воздухообмена.

Для прикидочного определения площадей отверстий с учетом только теплового напора при условии равенства площадей открытых отверстий в стенах и фонаре можно пользоваться упрощенной формулой

$$L' = 420 \sqrt{H\Delta t} \text{ м}^3/\text{час} \cdot \text{м}^2,$$

где  $L'$  — часовой объем воздуха, проходящего через 1 м<sup>2</sup> отверстия;

$H$  — высота между серединами нижних и верхних отверстий, м;

$\Delta t$  — разность между средней по высоте в цехе и наружной температурой.

Если расчетный воздухообмен равен  $L'$  м<sup>3</sup>/час, то необходимая площадь нижних отверстий внизу и равная ей площадь верхних получится

$$F = \frac{L'}{L'} \text{ м}^2.$$

Формула  $L' = 420 \sqrt{H\Delta t} \text{ м}^3/\text{час} \cdot \text{м}^2$  исчислена при коэффициенте расхода  $\mu = 0,6$ ; если значение  $\mu$  будет иным, то для получения удельного воздухообмена нужно выражение для  $L'$  разделить на 0,6 и умножить на новое значение  $\mu$ :

$$L' = \frac{420\mu}{0,6} \sqrt{H\Delta t} \text{ м}^3/\text{час} \cdot \text{м}^2.$$

Ниже приводятся коэффициенты местных сопротивлений фонарей разных конструкций.

В табл. XI—4  $\zeta_c$  отнесено к скорости в горловине фонаря, а  $\zeta_1$  — к скорости в габаритном сечении створки.

Фонари	$\zeta_0$	$\frac{F_{ста}}{F_{горл}}$	Угол открытия створки, $\alpha^\circ$	$\zeta_1$
МИОТ № 2	2,75	1,6	—	—
Фонарь I Батурина	7,3	1,49	45	16,2
Фонарь II Батурина	22	0,63	45	8,8
То же	5,9	0,63	80	2,4
ЛенПСП	15,0	0,45	80	3,1
КТИС	7,8	0,8	70	—

## § 48. Расчет аэрации многопролетных цехов

Многопролетные цехи имеют значительные преимущества в строительном и теплотехническом отношении по сравнению с однопролетными, но они представляют и большие трудности для поддержания в них путем аэрации нормальных метеорологических условий и чистоты воздуха.

Как уже указывалось ранее, для снабжения наружным воздухом рабочих мест, находящихся в многопролетных цехах в большом удалении от отверстий в наружных стенах, приходится вводить воздух через отверстия в фонарях. Чтобы получить по возможности менее перегретый воздух для притока, необходимо, чтобы он не перегревался и вообще не загрязнялся на пути движения к рабочим местам. С этой целью прибегают к чередованию пролетов с большими тепловыделениями (так называемых горячих пролетов) с пролетами, в которых самостоятельных тепловыделений или совсем нет или их сравнительно немного (холодные пролеты). Такие пролеты и используют как воздухоприемники.

Чтобы получить устойчивую работу на приток в отверстиях фонаря холодного пролета, его делают менее высоким, чем фонарь горячего пролета. Так получаются ломаные профили многопролетных цехов с значительными перепадами по высоте.

Но такие профили создают значительные помехи для получения незагрязненного воздуха в межфонарных пространствах. В этих пространствах на наветренной стороне высоких фонарей неизбежно существуют обратные течения воздуха (против направления ветра) — вихревые хвосты. Скорость течения в них значительно меньше, чем скорость ветра. Так как из наветренных отверстий высокого фонаря выпускается отработавший загрязненный воздух, то понятно, что и чистота воздуха в межфонарном пространстве будет в большей или меньшей степени зависеть от формы фонарей, конфигурации и интенсивности проветривания межфонарного пространства. В то же время битание цеха воздухом в многопролетных цехах в основном производится из межфонарных пространств. При выборе профиля кровли эти соображения должны учитываться.

Межфонарные пространства лучше проветриваются при минимальной их глубине и наибольшем разрыве между фонарями.

Этому условию в большей степени удовлетворяют пролеты одинаковой высоты. При одинаковой высоте холодных и горячих пролетов получить устойчивый приток из отверстий фонаря холодного пролета можно в том случае, если будет иметь место четкая граница между столбами воздуха в пролетах. Этого можно достигнуть путем устройства между пролетами легких перегородок, не доходящих до пола.

Таким образом, наибольшие возможности в отношении аэрации представляют многопролетные цехи с чередующимися горячими и холодными пролетами и с не доходящими до пола перегородками. Периметр таких цехов должен быть незастроенным. Это дает возможность получения свежего воздуха не только через фонари холодных пролетов, но и через створки в стенах по всему периметру.

Начнем рассмотрение расчетов именно с такого случая.

Возьмем многопролетный цех с чередующимися горячими и холодными пролетами, разделенными не доходящими до пола перегородками (рис. XI—39).

Пролеты I и III — горячие, пролет II — холодный.

Ветровые положительные и отрицательные давления в соответствии с номерами отверстий обозначим  $P_1, P_2, \dots, P_5$ ;  $t_0$  принимаем по метеорологическому справочнику как температуру в 13 час дня наиболее жаркого месяца; количество избыточного тепла для пролета I обозначим через  $Q_1$  ккал/сек, для пролета III — через  $Q_3$ , для пролета II — через  $Q_2 = 0$ .

В задачу входит определение необходимых воздухообменов и площадей отверстий (1—5). Площади отверстий у перегородок должны быть известны.

Если обозначим внутренние избыточные давления на каком-либо выбранном начальном уровне по пролетам  $P_x, P_y$  и  $P_z$  и зададимся наиболее желательной схемой перетекания воздуха, показанной на рис. XI—39 стрелками, то, вообще говоря, можно каждый из пролетов рассматривать в отдельности, заменяя воздействие отброшенных пролетов положительным или отрицатель-

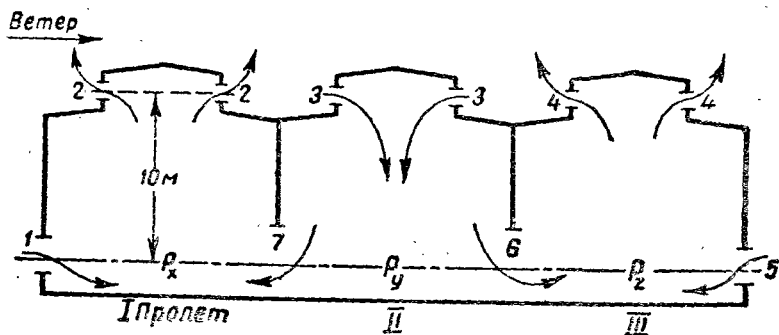


Рис. XI—39. К расчету аэрации многопролетного здания

ным давлением со стороны их. (Такой метод сечений уже применялся при определении аэродинамической характеристики форнарей.)

Рассматривая пролет  $I$ , можно отбросить остальные пролеты; их суммарное воздействие на пролет  $I$  выразится давлением  $P_y$ , приложенным к отверстию 6. Приводим порядок расчета.

1. Зная количество избыточного тепла, определяем количество воздуха, необходимого для аэрации пролетов  $I$  и  $III$ , то есть  $L_2$  и  $L_4$ .

2. Распределяем  $L_2$  между отверстиями 1 и 7 для пролета  $I$  и  $L_4$  — между отверстиями 5 и 6 пролета  $III$  (или поровну, или в других отношениях в зависимости от распределения рабочих мест и прочей обстановки).

3. Зная  $L_6$  и  $L_7$ , определяем напоры:  $P_y - P_x$  для отверстия 7 и  $P_y - P_z$  для отверстия 6. Эти напоры должны обеспечить расходы  $L_6$  и  $L_7$  при заданном направлении перетекания воздуха, например:

$$P_y - P_x = \frac{L_7^2}{\mu_7^2 F_7^2 2g\gamma}$$

4. Определяем фиктивные (внешние) давления у отверстий 2, 3 и 4.

Фиктивное давление выразится формулой у отверстия 2:  $P_2 - H(\gamma_0 - \gamma_1)$ ; у отверстия 4:  $P_4 - H(\gamma_0 - \gamma_3)$ ; у отверстия 3:  $P_3 - H(\gamma_0 - \gamma_2)$ .

5. Выписав действительные и фиктивные давления у всех отверстий, можно выбрать такое внутреннее давление  $P_y$ , которое обеспечило бы заданные направления перетекания. После выбора  $P_y$  давления  $P_x$  и  $P_z$  становятся известными, так как  $P_y - P_x$  и  $P_y - P_z$  нами определены предварительно (п. 3).

6. После этого не представит затруднений определить искомые площади отверстий 1—5 по формулам типа

$$F_1 = \frac{L_1}{\mu_1 \sqrt{2g\gamma_0(P_1 - P_x)}} \text{ м}^2.$$

Если перегородок между пролетами нет, то для приближенных расчетов давление на уровне пола во всех пролетах можно принять одинаковым:

$$P_x = P_y = P_z.$$

**Пример.** Рассчитать аэрацию трехпролетного цеха (рис. XI—39). Определить площади открытых створок 1, 2, 3, 4 и 5, если известно, что количество избыточного тепла в пролете  $I$  —  $Q_1 = 3600000$  ккал/час, в пролете  $III$  —  $Q_{III}^I = 2400000$  ккал/час, в пролете  $II$  — источников тепла нет. Пролеты разделены не доходящими до пола перегородками. Давление

пролетами I и II —  $F_7=250 \text{ м}^2$ , между пролетами II и III —  $F_6=100 \text{ м}^2$ . Температура наружного воздуха  $t_n=20^\circ$ . Скорость ветра  $v=4 \text{ м/сек}$ . Аэродинамические коэффициенты:  $k_1=0,6$ ;  $k_2=-0,4$ ;  $k_3=-0,25$ ;  $k_4=-0,2$ ;  $k_5=-0,2$ .

Определяем воздухообмены для пролетов I и III, задаваясь температурой отработавшего воздуха  $t_{yx}=30^\circ$ :

$$L_I = \frac{3\,600\,000}{0,24(30-20)} = 1\,500\,000 \text{ кг/час или } 477 \text{ кг/сек};$$

$$L_{III} = \frac{2\,400\,000}{0,24(30-20)} = 1\,000\,000 \text{ кг/час или } 278 \text{ кг/сек}.$$

Распределяем воздухообмены следующим образом: приток в пролет I поступает через створки 1 в количестве  $L_1=1\,000\,000 \text{ кг/час}$  и из пролета II через проемы 7 —  $L_7=500\,000 \text{ кг/час}$ ; в пролет III через створки 5 —  $L_5=500\,000 \text{ кг/час}$  и проемы 6 —  $L_6=500\,000 \text{ кг/час}$ .

Определяем перепад давлений, который может обеспечить при известных площадях перетекание заданного количества воздуха:

$$P_y - P_z = \frac{L_6^2}{\mu^2 F_6^2 2g\gamma} = \frac{19\,320}{0,8^2 \cdot 250^2 \cdot 19,6 \cdot 1,2} = 0,082 \text{ кг/м}^2;$$

$$P_y - P_x = \frac{L_7^2}{\mu^2 F_7^2 2g\gamma} = \frac{19\,500}{0,8^2 \cdot 100^2 \cdot 19,6 \cdot 1,2} = 0,13 \text{ кг/м}^2.$$

Скоростной напор ветра при  $\bar{v}=4 \text{ м/сек}$  равен  $\left(\frac{4}{4}\right)^2 = 1 \text{ кг/м}^2$ .

Задаемся избыточным давлением в среднем пролете

$$P_y = -0,38 \text{ кг/м}^2.$$

Тогда

$$P_x = -0,51 \text{ и } P_z = -0,462 \text{ кг/м}^2.$$

Определяем напоры в отверстиях:

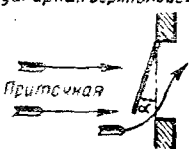
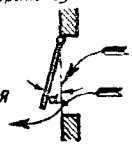
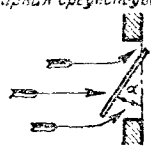
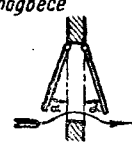
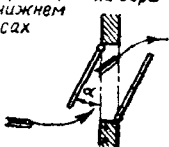
$$\Delta P_1 = 0,6 - (-0,51) = 1,11 \text{ кг/м}^2$$

$$\Delta P_2 = 0,09$$

$$\Delta P_3 = 0,13$$

$$\Delta P_4 = 0,062$$

$$\Delta P_5 = 0,262$$

Конструкция створки	Угол от- крытия, $\alpha^\circ$	$b/l=1:1$		$b/l=1:2$		$b/l=1:\infty$	
		$\zeta$	$\mu$	$\zeta$	$\mu$	$\zeta$	$\mu$
Одинарная верхнеподвесная  Притесная	15°	16,0	0,25	20,6	0,22	30,8	0,18
	30°	5,65	0,42	6,90	0,38	9,15	0,33
	45°	3,68	0,52	4,00	0,50	5,15	0,44
	60°	3,07	0,57	3,18	0,56	3,54	0,53
	90°	2,59	0,62	2,59	0,62	2,59	0,62
Одинарная верхнеподвесная  Вытяжная	15°	11,1	0,30	17,3	0,24	30,8	0,18
	30°	4,90	0,45	6,9	0,38	8,60	0,34
	45°	3,18	0,56	4,0	0,50	4,70	0,46
	60°	2,51	0,63	3,07	0,57	3,30	0,55
	90°	2,22	0,67	2,51	0,63	2,51	0,63
Одинарная среднеподвесная 	15°	45,3	0,15	—	—	59,0	0,13
	30°	11,1	0,30	—	—	13,6	0,27
	45°	5,15	0,44	—	—	6,55	0,39
	60°	3,18	0,56	—	—	3,18	0,56
	90°	2,43	0,64	—	—	2,68	0,61
Двойная, обе створки на верхнем подвесе 	15°	14,8	0,26	30,8	0,18	—	—
	30°	4,90	0,45	9,75	0,32	—	—
	45°	3,83	0,51	5,15	0,44	—	—
	60°	2,96	0,58	3,54	0,53	—	—
	90°	2,37	0,65	2,37	0,65	—	—
Двойная, створки на верх- нем и нижнем подвесах 	15°	18,8	0,23	45,3	0,15	59,0	0,13
	30°	6,25	,40	11,1	0,30	17,3	0,24
	45°	3,83	0,51	5,90	0,41	8,6	0,34
	60°	3,07	0,57	4,00	0,50	5,40	0,43
	90°	2,37	0,65	2,77	0,60	2,77	0,60

Воздухообмен I этажа:

$$L_1 + L_5 = \frac{Q_I}{c(t_{yxI} - t_0)}$$

Если  $t_{yxII} > t_{yxI}$ , то нужно определить, какую долю тепла, выделяемого во II этаже, уносит воздух, проходящий из I этажа, поступающий с  $t_{yxI}$  и уходящий с  $t_{yxII}$ :

$$Q' = (L_1 + L_5) c (t_{yxII} - t_{yxI}).$$

Тогда остающееся тепло II этажа должно поглощаться воздухом, поступающим снаружи через отверстия 2 и 4:

$$L_2 + L_4 = \frac{Q_{II} - Q'}{c(t_{yxII} - t_0)}$$

Отверстия 3 и 3<sup>1</sup> должны рассчитываться на пропуск всего количества воздуха:

$$L_1 + L_5 + L_2 + L_4$$

и всего тепла:

$$Q_I + Q_{II}.$$

Если  $t_{yxII} = t_{yxI}$ , то воздух, поступающий через отверстия 2 и 4, должен поглощать полное количество тепла  $Q_{II}$ :

$$L_2 + L_4 = \frac{Q_{II}}{c(t_{yxII} - t_0)}$$

Если, наконец, представить случай, когда  $t_{yxII} < t_{yxI}$ , тогда к теплу  $Q_{II}$  будет приплюсовываться тепло в количестве  $Q''$ :

$$Q'' = (L_1 + L_5) c (t_{yxI} - t_{yxII})$$

и соответственно количество воздуха из отверстий 2 и 4 определяется из формулы

$$L_2 + L_4 = \frac{Q_{II} + Q''}{c(t_{yxII} - t_0)}$$

При всех условиях должно соблюдаться ниже написанное уравнение теплового баланса

$$(L_1 + L_5 + L_2 + L_4) (t_{yxII} - t_0) c = Q_I + Q_{II}.$$

Ниже рассмотрен случай расчета аэрации, когда

$$t_{yxII} > t_{yxI}.$$



Зная напоры, определяем площадь открытых створок:

$$F_1 = \frac{L_1}{\mu \sqrt{2g\gamma} \sqrt{\Delta P}} = \frac{278}{0,6 \sqrt{23,6 \cdot 1,06}} = 90,6 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = \frac{417}{0,6 \sqrt{23,6 \cdot 0,09}} = 479 \text{ м}^2;$$

$$F_3 = \frac{278}{0,6 \sqrt{23,6 \cdot 0,13}} = 263 \text{ м}^2;$$

$$F_4 = \frac{278}{0,6 \sqrt{23,6 \cdot 0,062}} = 383 \text{ м}^2;$$

$$F_5 = \frac{139}{0,6 \sqrt{23,6 \cdot 0,262}} = 93,3 \text{ м}^2.$$

Необходимые для расчета значения коэффициентов расхода или сопротивления створок при различных углах раскрытия и различных отношениях высоты створки  $v$  к ее длине приводятся в табл. XI—5 по данным М. Ф. Бромлея.

#### § 49. Расчет аэрации многоэтажных цехов

В легкой, химической и других видах промышленности встречаются многоэтажные цехи с избытками тепла. Этажи в них сообщаются или внутренними проемами, или имеют общую лестничную клетку.

На рис. XI—40 представлена схема двухэтажного цеха.

Избыточные тепловыделения I этажа . . . . .  $Q_I$ .

Избыточные тепловыделения (собственно) II этажа . . . . .  $Q_{II}$ .

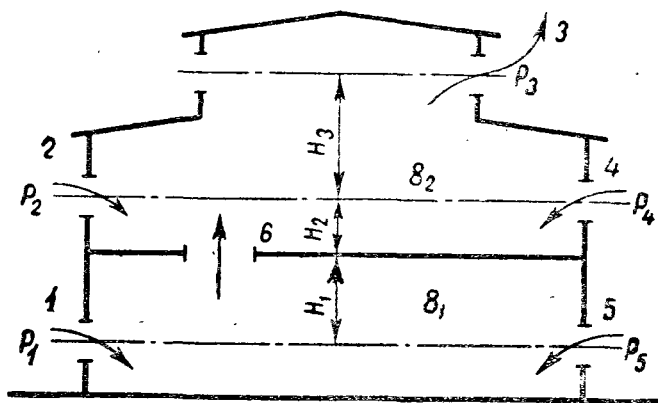


Рис. XI—40

Порядок расчета:

1. Определяем воздухообмен для I этажа:

$$L_1 + L_5 = L_6 = \frac{Q_I}{c(t_{yxI} - t_0)}$$

2. Вычисляем количество тепла, уносимое воздухом, входящим снаружи в I этаж и уходящим из II этажа при  $t_{yxII}$ :

$$Q = L_6(t_{yxII} - t_0)c$$

3. Определяем воздухообмен для II этажа, учитывая, что часть общего тепла  $Q$  будет уже унесена и, следовательно, на долю воздуха, входящего во II этаж, останется тепло  $Q_I + Q_{II} - Q$ . Следовательно,

$$L_2 + L_4 = L_3 - L_6 \frac{Q_I + Q_{II} - Q}{c(t_{yxII} - t_0)}$$

4. Если начальный уровень взять 1—5, то при внутреннем избыточном давлении в нем  $P_x$ , давлении у отверстия  $b$  (со стороны I этажа)

$$P_x - H_1 \gamma_1,$$

а по другую сторону

$$P_x - H_1 \gamma_1 - \Delta P_6,$$

где

$$\Delta P_6 = \frac{L_6^2}{F_6^2 \mu_6^2 2 g \gamma_1},$$

внутреннее давление в уровнях отверстий 2, 4 и 3 соответственно будет

$$P_x - H_1 \gamma_1 - \Delta P_6 - H_2 \gamma_2 \text{ и } P_x - H_1 \gamma_1 - \Delta P_6 - (H_2 + H_3) \gamma_2.$$

5. Выражения для напоров во всех отверстиях:

В отверстие	1: $P_1 - P_x$
»	»
»	5: $P_5 - P_x$
»	»
»	2: $P_2 - (H_1 + H_2) \gamma_0$
»	»
»	4: $P_4 - (H_1 + H_2) \gamma_0 - (P_x - H_1 \gamma_1 - \Delta P)$
»	»
»	3: $P_x - H_1 \gamma_1 - \Delta P - (H_2 + H_3) \gamma_2 - [P_3 - (H_1 + H_2 + H_3) \gamma_0]$

6. Назначаем  $P_x$  в соответствии с выбранной схемой перетекания и определяем площади отверстия.

## § 50. Расчет аэрации путем решения пространственной задачи

Решая плоскую задачу, мы приписывали отверстиям 1, 2 и 3 на всей их длине постоянные аэродинамические коэффициенты  $k_1$ ,  $k_2$  и  $k_3$ . При этом для  $k_1$ ,  $k_2$  и  $k_3$  принимаются обычно среднеарифметические значения для соответствующей поверхности при каком-либо одном направлении ветра. (За такое направление могло бы приниматься направление господствующих ветров в наиболее жаркие месяцы.) Очевидно, что довольствоваться одним направлением нельзя, имея в виду, что расчетный воздухообмен должен быть обеспечен не только при господствующем направлении ветра (особенно когда оно не очень четко выражено на розе ветров), но и при любых возможных. С другой стороны, если даже и можно было бы остановиться на каком-либо одном направлении ветра, то такого рода осреднение можно допускать лишь для направления ветра поперек длинной оси здания, так как при этом среднее значение коэффициента мало отклоняется от действительных. При иных углах установки отклонения от среднего значения настолько существенны, что совершенно не отображают действительной картины распределения давлений. Например, для конькового фонаря<sup>1</sup> при угле установки<sup>2</sup> в  $30^\circ$  на стороне, обращенной к ветру, коэффициенты меняются от  $+0,5$  до  $+0,1$ , а на задней — от  $-0,4$  до  $-0,7$ .

Если взять на этой стороне среднее значение  $-0,55$  и, исходя из него, назначить внутреннее давление соответствующим аэродинамическому коэффициенту  $-0,65$ , то часть отверстий, в области которых коэффициенты меньше (больше по абсолютной величине), будет работать на вытяжку, нарушая намеченную схему движения воздуха и не обеспечивая расчетного воздухообмена.

Решение пространственной задачи при помощи изложенного ранее приема не представляет затруднений. Для этого необходимо иметь значение аэродинамических коэффициентов по всем поверхностям здания, в которых предполагается устройство отверстий.

Пользуясь этими данными и рассчитывая общий случай (ветер и гравитационные силы), задачу можно решить следующим образом: 1) определяется расчетный воздухообмен; 2) на разрезе и развертке здания с нанесенными линиями одинаковых давлений намечаются оси (уровни) предполагаемых отверстий; 3) расчетный воздухообмен распределяется между сторонами здания и между отдельными отверстиями, намечаемыми на выбранных осях (уровнях); распределяются расходы воздуха между намеченными отверстиями; 4) выбирается начальный уровень для

<sup>1</sup> Реттер Э. И. Ветровая нагрузка на сооружения. — М.: ОНТИ, 1936. С. 92—98.

<sup>2</sup> Угол, составляемый направлением ветра с осью здания в плане.

отсчетов и подсчитываются фиктивные давления; 5) выбирается внутреннее давление на начальном уровне в пределах располагаемого напора и в соответствии с намеченной схемой движения воздуха; 6) определяются напоры, а по напорам и расходам воздуха — площади отверстий.

### § 51. Определение температуры уходящего воздуха в связи с заданной температурой в рабочей зоне

При расчетах аэрации помещений с теплоизбытками считаются известными количество избыточного тепла  $Q_{изб}$  и избыточная температура в рабочей зоне  $\Delta t_{p.z} = t_{p.z} - t_n$ . Как известно,  $Q_{изб}$  определяется или формулами теплопередачи, или из воздушно-теплового баланса помещения, или другими опытными данными.

Избыточная температура в рабочей зоне  $\Delta t_{p.z}$  помещения задается санитарными нормами проектирования промышленных предприятий (Н 101—54). Для летнего времени температура в рабочей зоне должна быть не более чем на  $5^\circ$  выше средней температуры в 13 час самого жаркого месяца:

$$\Delta t_{p.z} = 5^\circ.$$

Следовательно, расчетный воздухообмен должен быть таким, чтобы избыточная температура в рабочей зоне была не более  $5^\circ$ .

Расчетный воздухообмен, как это следует из уравнения теплового баланса помещения, однозначно определяется избыточной температурой уходящего воздуха:

$$L = \frac{Q_{изб}}{0,24 \Delta t_{yx}}.$$

В это уравнение  $\Delta t_{p.z}$  явно не входит; но воздухообмен должен быть таким, чтобы избыточная температура в рабочей зоне  $\Delta t_{p.z}$  была не более  $5^\circ$ .

Опыты показывают, что между  $\Delta t_{yx}$  и  $\Delta t_{p.z}$  существует прямая зависимость: с увеличением (уменьшением)  $\Delta t_{yx}$  соответственно увеличивается (уменьшается)  $\Delta t_{p.z}$ . Однако темпы изменения их различны. Представление о характере связи между ними можно составить по рис. XI—41.

На рис. XI—41, а представлено изменение избыточных температур при  $Q_{изб} = \text{const}$  и изменяющемся воздухообмене  $L$  от  $L'=1$  до  $L'=2,5$ ; а на рис. XI—41, б дано изменение избыточных температур при постоянном воздухообмене, но изменяющемся количестве избыточного тепла.

Из рисунков видно, что темпы изменения  $\Delta t_{yx}$  и  $\Delta t_{p.z}$  различны: темп изменения  $\Delta t_{p.z}$  значительно медленнее, чем  $\Delta t_{yx}$ .

Такой характер связи между  $\Delta t_{yx}$  и  $\Delta t_{p.z}$  наблюдается в каждом отдельном случае, но общей зависимости между ними до сих пор не установлено.

Как уже говорилось, температура воздуха в помещении формируется в результате взаимодействия и циркуляции тепловых, вентиляционных и других струй; и поскольку закономерности этих течений недостаточно изучены, выявление аналитической зависимости между  $\Delta t_{yx}$  и  $\Delta t_{p.з}$  представляется задачей очень сложной, ждущей своего решения. В результате приходится пользоваться некоторыми грубыми эмпирическими данными.

Если в уравнении теплового баланса

$$L = \frac{Q_{изб}}{0,24 \Delta t_{yx}}$$

числитель и знаменатель умножить на  $\Delta t_{p.з}$ , а затем входящее сюда отношение избыточных температур  $\frac{\Delta t_{p.з}}{\Delta t_{yx}}$  обозначить буквой  $m$ , то получим

$$L = \frac{m Q_{изб}}{0,24 \Delta t_{p.з}}$$

Здесь  $m$  можно рассматривать как некоторый коэффициент к  $Q_{изб}$ , показывающий долю избыточного тепла, приходящегося на рабочую зону — тепла, которое определяет  $\Delta t_{p.з}$ .

Определить теоретически величину  $m$  как долю тепла, приходящегося на рабочую зону, по указанным выше причинам не представляется возможным, поэтому по существу это замена одного неизвестного другим. Если рассматривать эту величину как отношение  $\frac{\Delta t_{p.з}}{\Delta t_{yx}}$ , которое в каждом отдельном случае легко определяется из опыта, на первый взгляд создается впечатление, что возникающие затруднения сравнительно легко преодолеть: зная численное значение  $m$ , сразу же находилось  $\Delta t_{yx} = \frac{\Delta t_{p.з}}{m}$ , а по  $\Delta t_{yx}$  — воздухообмен  $L$ .

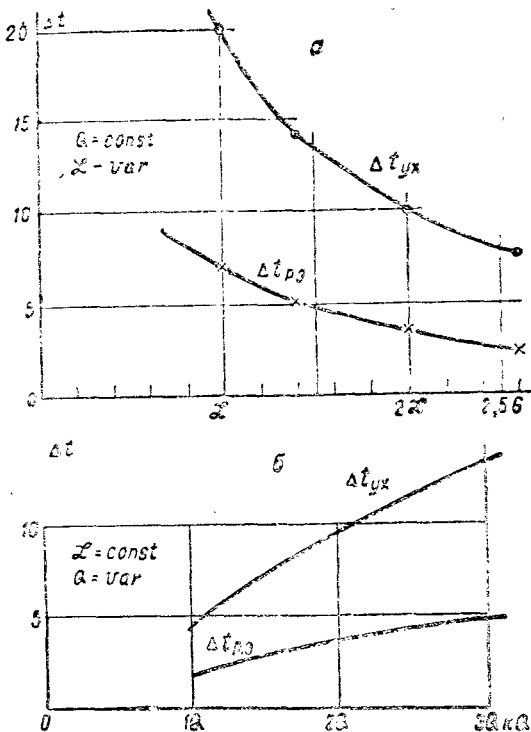


Рис. XI—41

В Указаниях по проектированию отопления и вентиляции производственных и вспомогательных зданий промышленных предприятий (СН—7—57) приводятся значения коэффициента  $m$  в зависимости от назначения помещений, например:

Разливочные пролеты мартеновских и электро-сталеплавильных цехов . . . . .	0,3
Там же, помещение нагревательных печей, шла-ковые коридоры нагревательных колодцев . . . . .	0,3
Цехи электролиза алюминия . . . . .	0,65
Чугунолитейные с рассеянным режимом литья . . . . .	0,25
Кузницы (с печным оборудованием) . . . . .	0,3

Исходным материалом для этого послужили результаты единичных испытаний конкретных цехов. Поэтому придание им общности и возможности распространения на цехи одного наименования, но разного строительного оформления, с различной компоновкой оборудования и различной организацией воздухообмена является совершенно необоснованным.

В тех же Указаниях приводятся значения  $m$  в зависимости от отношения площади  $f$ , занимаемой теплоотдающими предметами, к площади пола помещения  $F$ .

Замечено было, что чем больше это отношение, тем больше перенос тепла в рабочую зону и тем меньше разность между  $t_{yx}$  и  $t_{p,z}$ .

Эта таблица приводится ниже.

Таблица XI—6

Отношение $f/F$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
$m$	0,25	0,42	0,55	0,6	0,65	0,7

Опыт проектирования и работы с моделями промышленных зданий методом аэродинамического и теплового моделирования показал, что значения  $m$  приведенной таблицы преуменьшены и поэтому дают преувеличенные значения  $\Delta t_{yx}$  и преуменьшенный воздухообмен.

Приведенный ранее рис. XI—41, *a* и *б* показал, что величина  $m$  зависит от тепловыделений и воздухообмена и его организации, от формы здания и, в частности, от высоты, а не только от относительной площади источников тепла.

Со времени, прошедшего после второго издания нашей книги, появился ряд работ, посвященных этой теме.

И. А. Фрухт и С. Ю. Диденко провели исследования методом теплового и аэродинамического моделирования при отношениях  $f/F$  от 0,01 до 0,4 как основного фактора  $m_0$ , влияющего на вели-

чину  $m$ , а также и дополнительных факторов, накладывающихся на основной  $m$ :

$$m = m_0 + \Sigma \Delta m,$$

где  $m_0$  — величина, обуславливаемая отношением  $f/F$ ;

$\Sigma \Delta m$  — сумма приращений, обусловленных дополнительными геометрическими факторами.

В эту сумму входят:

уровень подачи приточного воздуха;

влияние высоты приточных проемов;

размещение приточных проемов по периметру здания;

влияние высоты помещения;

влияние высоты источников тепла;

влияние уровня расположения источников тепла над полом.

Значение основного фактора  $m_0$  от  $f/F$  приводится в табл. XI—7.

Таблица XI—7

Отношение $f/F$	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4
$m_0$	0,35	0,42	0,53	0,63	0,7

Значения  $m_0$  в этой таблице представляются более правдоподобными, особенно если выбросить значение  $m_0=0,35$ , которое при  $\Delta t_{p.z} = 5^\circ$  дает  $\Delta t_{yx} = 14^\circ$ .

При исследованиях, оставляя попеременно одну из величин неизменной и меняя остальные, давая им ряд значений, пришлось бы произвести огромное количество экспериментов, и все это при условии, что другие величины негеометрического характера на  $m_0$  не влияют. Между тем опыты показывают, что величина  $m_0$  зависит и от количества тепла и воздухообмена.

Все же эти эмпирические данные представляются известным шагом вперед, хотя и не дают и не могут дать исчерпывающего решения, так как к неисчерпанным комбинациям  $\Sigma \Delta m$  можно добавить еще столько же.

По исследованиям Я. А. Штромберга величина  $m$  в одном и том же помещении зависит от теплонапряженности данного участка.

Большая экспериментальная работа также на моделях при помощи теплового и аэродинамического моделирования проведена Н. В. Акинчевым по определению температуры уходящего воздуха в горячих цехах при расчете аэрации.

Исследовалось влияние следующих факторов:

1. Влияние количества и расстановки источников тепла. Эксперименты проводились с двумя, четырьмя, шестью и восьмью печами и показали, что этот фактор при  $Q_{изб} = \text{const}$  в моделях,

имеющих размеры в плане 1:1 и 1:2, существенного влияния на  $\Delta t_{yx}$  и на  $\Delta t_{p.з}$  не оказывает. Колебание температуры по длине фонаря незначительное.

В удлиненных моделях с соотношением сторон 1:6, когда теплоисточники расположены в одном конце, имеют место резкие колебания  $\Delta t_{yx}$  по длине фонаря, а  $\Delta t_{yx}$  над источниками тепла значительно выше, чем в противоположном конце; среднее же значение  $\Delta t_{yx}$  оказывается, конечно, таким же, как при равномерном расположении источников.

С увеличением высоты модели неравномерность температур постепенно уменьшается.

2. Влияние высоты модели. Опыты проводились при изменении высоты моделей от 400 мм до 1200 мм (400, 600, 800, 1000 и 1200 мм) с двумя, четырьмя и шестью печами в модели. (Площадь, занимаемая печами, составляла примерно 10% площади пола.)

Опыты показали, что при одинаковых  $Q_{изб} = \text{const}$  и одинаковых площадях приточных и вытяжных отверстий  $\Delta t_{yx}$  с увеличением высоты уменьшается, а  $\Delta t_{p.з}$  практически остается неизменным.

При увеличении высоты модели при  $Q_{изб} = \text{const}$  и  $\Sigma F = \text{const}$  количество приточного воздуха увеличивается, следовательно, соответственно увеличивается перенос его в рабочую зону, но температура его понижается.

С уменьшением высоты циркуляция становится менее оживленной, меньше воздухообмен и соответственно меньше перенос воздуха в рабочую зону, но температура воздуха, возвращающегося в рабочую зону, выше.

В конце концов оказывается, что перенос тепла в рабочую зону в смеси циркуляционного и наружного воздуха и в высоком и в низком цехе оказывается приблизительно одинаковым.

3. Влияние количества избыточного тепла  $Q_{изб}$  и удельных тепловыделений  $q$  ккал/час·м<sup>3</sup>. Увеличение количества избыточного тепла в модели с  $Q_{изб1}$  по  $Q_{изб2}$  при неизменных площадях открытых отверстий вызывает увеличение избыточных температур как  $\Delta t_{yx}$ , так и  $\Delta t_{p.з}$  по соотношению, вытекающему из подобия

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \left( \frac{Q_1}{Q_2} \right)^{2/3} = \left( \frac{q_1}{q_2} \right)^{2/3}.$$

В результате обработки лабораторных экспериментов Н. В. Акинчев получил для  $m = \frac{\Delta t_{p.з}}{\Delta t_{yx}}$  следующее выражение:

$$\frac{\Delta t_{p.з}}{\Delta t_{yx}} = \frac{0,031 \left( \frac{H}{h_{p.з}} \right)^{1/3}}{\left( \frac{m F_{отз}}{F_{пола}} \right)^{1/3}}.$$



где  $H$  — расстояние между серединами нижних и верхних отверстий;

$h_{p.з}$  — высота рабочей зоны (обычно = 1,5 м);

$F_{отв}$  — площадь открытых створок для притока (равная им для вытяжки,  $m^2$ );

$F_{пола}$  — площадь пола,  $m^2$ .

Подставляя сюда значение  $\mu F$  из (5), он получил расчетную формулу для  $\Delta t_{yx}$ :

$$\Delta t_{yx} = \frac{3,14 Q^{2/3} \Delta t_{p.з}^{2/3} h_{p.з}^{2/3}}{H^{1/3} F_{пола}^{2/3}}$$

Эта формула по свидетельству лиц, занимавшихся проверкой ее в натуре, подтверждения не получила. Ценность работы в четком выявлении влияния отдельных факторов на  $\Delta t_{p.з}$  и  $\Delta t_{yx}$ .

Таким образом, избыточная температура уходящего воздуха однозначно определяется воздухообменом и, следовательно, зависит от площади открытых отверстий и высоты цеха.

С увеличением избыточного тепла избыточные температуры уходящего воздуха изменяются в соответствии с формулой

$$\frac{\Delta t_{yx_1}}{\Delta t_{yx_2}} = \left( \frac{Q_{изб_1}}{Q_{изб_2}} \right)^{2/3}$$

Избыточная температура в рабочей зоне зависит от количества избыточного тепла, от площади открытых отверстий, то есть воздухообмена, и практически не зависит от высоты здания (если не учитывать влияния изменения воздухообмена с увеличением высоты на изменение  $\Delta t_{p.з}$ ).

Воздухообмен при увеличении высоты в  $n$  раз увеличивается  $\sqrt[3]{n}$ , а при увеличении площади створок (все опыты проводились при равенстве приточных и вытяжных площадей  $\Sigma F_{пр} = \Sigma F_{выт}$ ) в  $n$  раз воздухообмен увеличивается в  $\sqrt{n}$ .

Все полученные соотношения находятся в хорошем соответствии с контрольной формулой, предложенной В. Н. Талиевым,

$$\Delta t_{yx} = \frac{0,03 Q_{изб}^{2/3}}{(\mu F)^{2/3} H^{1/3}}$$

Эта формула получена из уравнения теплового баланса

$$Q_{изб} = 3600 \cdot Lc_p \Delta t_{yx} \quad (1)$$

и уравнения располагаемого давления

$$H \Delta \gamma_{yx} = 2 \zeta \frac{\gamma \tau^2}{2g} \quad (2)$$

В этих формулах:

$H$  — расстояние между центрами приточных и вытяжных отверстий, м;

$\Delta\Gamma_{yx}$  — разность удельных весов наружного и уходящего воздуха, кг/м<sup>3</sup>

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\zeta}} \text{ — коэффициент расхода.}$$

Заменяем в уравнении (2) скорость  $v$  секундным расходом воздуха

$$L^2 = \frac{g\gamma F^2 \Delta\Gamma_{yx} H}{\zeta} \quad (3)$$

и выражаем  $\Delta\Gamma_{yx}$  через  $\Delta t_{yx}$ , а  $\zeta$  — через  $\mu$ , после чего формула (3) примет вид

$$L = \sqrt{g\beta\gamma^2(\mu F)^2 H \Delta t_{yx}}. \quad (4)$$

Решая совместно уравнения (2) и (4), получим

$$\Delta t_{yx} = \frac{0,03 Q_{изд}^{2/3}}{(\mu F)^{2/3} H^{1/3}}. \quad (5)$$

Из дальнейших попыток определить  $\Delta t_{yx}$  следует упомянуть теоретические изыскания С. И. Стриженова.

Проф. С. И. Стриженов оригинально и по-новому подошел к определению температуры уходящего воздуха, считая, что распределение температуры и движение воздуха внутри помещения не определяются однозначно основными уравнениями аэродинамики и теплообмена. Для решения своей задачи он применил принцип максимальной энтропии, который в приложении к расчету аэрации позволяет использовать следующие положения:

1) из всех возможных процессов аэрации в действительности будет осуществляться тот, которому соответствует минимальный воздухообмен;

2) если источники тепловыделений расположены скученно и занимают значительную площадь в плане, то количество тепловых вертикальных струй над источниками тепла будет минимальным.

Для расчета температуры уходящего воздуха  $t_{yx}$  при нормальной схеме аэрации (источники тепла внизу, приток — в рабочую зону, вытяжка — вверху) С. И. Стриженов предложил следующую формулу:

$$t_{yx} = t_{p.з} \left[ 1 + 0,07 H^{1/3} \left( \frac{q}{\bar{f}} \right)^{2/3} \right],$$

где  $t_{p.з}$  — средняя абсолютная температура в рабочей зоне, °К;

$H$  — высота от уровня рабочей зоны до середины фонаря, м;

$\bar{f} = \frac{f}{F}$  — отношение площади поверхности источников тепла в плане к площади пола;

$q$  — удельные теплоизбытки, ккал/м<sup>3</sup>·сек.

Возможно, что, продолжая работу над применением этого принципа, удастся подойти к решению задачи теоретическим путем.

Проверка этой формулы в натуре не получила подтверждения.

В № 1 журнала «Водоснабжение и санитарная техника» за 1962 год напечатана статья И. А. Шепелева «Новый метод расчета аэрации промышленных зданий».

В этой статье говорится, что в помещениях с источниками тепла при наличии двух ярусов открытых отверстий: внизу — для притока и вверху — для вытяжки по высоте образуются две различные по температуре воздуха зоны: нижняя и верхняя.

Избыточная температура в нижней зоне приблизительно постоянна. В верхней зоне помещения воздух также примерно однородный, но имеет более высокую температуру. В промежутке между зонами расположен слой с резким изменением температуры, температурным скачком. Этот слой является границей температурного раздела.

Нижняя (рабочая) зона питается атмосферным воздухом, влияющим через расположенные внизу приточные отверстия, удаление воздуха из этой зоны осуществляют конвективные потоки, восходящие над источниками тепла. Каждая зона имеет свою автономную циркуляцию.

Воздух нижней зоны нагревается за счет той части лучистого тепла от источников, которая облучает пол помещения и все предметы, находящиеся в этой зоне. Облученные пол и предметы возвращают тепло в виде слабых конвективных потоков, смешивающихся с приточным воздухом.

Конвективное тепло источника полностью воспринимается воздухом восходящих тепловых потоков, с ним безвозвратно переходит в верхнюю зону и в тепловом балансе нижней зоны не участвует.

Верхняя зона получает еще и свою долю лучистого тепла. В качестве подтверждения изложенного автор приводит свои опыты с плоской моделью промышленного здания, имеющей 712×270 мм в плане и высотой 410 мм, оборудованной тепловыми источниками в виде двух электрических плиток.

Объем конвективных потоков, по И. А. Шепелеву, поступает безвозвратно в верхнюю зону через температурную границу и полностью удаляется через вытяжные аэрационные проемы.

Объем воздуха, увлекаемого конвективными потоками, автор

определяет по предложенной им формуле расхода в конвективной струе. Поскольку зоны разграничены, автор составляет тепловые балансы для каждой из зон в отдельности и для всего помещения в целом.

Приравнявая располагаемый напор гидравлическим сопротивлениям, возникающим при осуществлении воздухообмена, автор устанавливает связь между уровнем температурной границы и площадью аэрационных отверстий.

В результате получаются три уравнения для расчета аэрации:

$$L = 0,2 \sqrt[3]{\frac{gQ_k}{c_p \gamma T} z^5}; \quad (1)$$

$$Q' = c_p \gamma L (t_{p.z} - t_n); \quad (2)$$

$$L = \sqrt[3]{\frac{2gF_9^2}{c_p \gamma T} (Qh - Q''z)}, \quad (3)$$

в которых четыре переменных:  $L$ ,  $z$ ,  $t_{p.z}$  и  $F_9$ .

В этих уравнениях:

$Q$  — общее количество избыточного тепла, *ккал/сек*;

$L$  — количество воздуха конвективного потока на уровне  $z$  над основанием источника тепла, *м<sup>3</sup>/сек*;

$Q'$  и  $Q''$  — части этого тепла, приходящиеся на нижнюю и верхнюю зоны;

$Q_k$  — конвективное тепло источника, *ккал/сек*;

$t_{p.z}$  — температура воздуха в рабочей зоне;

$t_n$  и  $t_{yx}$  — температура наружного и уходящего воздуха;

$T_{z,рад}$   $K$  — абсолютная температура воздуха;

$z$  — уровень температурной границы (от основания источника тепла), *м*;

$c_p$  — теплоемкость воздуха, *ккал/кг·град*;

$\gamma$  — удельный вес воздуха, *кг/м<sup>3</sup>*;

$F_9$  — площадь эквивалентных отверстий, *м<sup>2</sup>*;

$h$  — расстояние между основанием нагревателей и центром вытяжных отверстий, *м*.

Уравнение (1) выражает количество воздуха в тепловой струе в зависимости от количества конвективного тепла и расстояния  $z$  от источника.

Предполагается, что на уровне  $z$  количество воздуха в тепловой струе равно количеству наружного воздуха, поступающего в помещение.

Уравнение (2) — уравнение теплового баланса для нижней зоны, имеющей температуру  $t_{p.z}$ .

Уравнение (3) выражает зависимость между величиной воздухообмена  $L$ , уровнем температурной границы  $z$  и эквивалентной площадью  $F_9$  аэрационных отверстий.

Порядок решения прямой задачи по определению площадей отверстий по заданной температуре воздуха в рабочей зоне  $t_{p.z}$  следующий.

Определяется необходимый воздухообмен:

$$L = \frac{Q'}{c_p \gamma (t_{p.z} - t_n)}$$

Определение той доли лучистого тепла, которая нагревает нижнюю зону, — задача, пожалуй, не менее сложная, чем определение  $t_{yx}$ . Поэтому в порядке «волевого решения» принимается

$$Q' \approx 0,5 Q.$$

Определяется уровень границы температурного раздела:

$$z = \sqrt[5]{\frac{125 c_p \gamma T L^3}{g n^2 Q_k}}$$

где  $n$  — количество одинаковых теплоисточников.

Определяется площадь эквивалентного отверстия:

$$F_g = \mu F;$$

$$F_g = \sqrt{\frac{c_p \gamma T^3}{2g (Q_h - Q''z)}}$$

Температура воздуха в верхней зоне, то есть уходящего воздуха, может быть подсчитана по формуле

$$t_{yx} = t_n + \frac{Q}{c_p \gamma L}$$

В статье указывается решение и обратной задачи — определение температуры рабочей зоны по заданной площади аэрационных отверстий.

Обращаясь к разбору статьи И. А. Шепелева, укажем, что при некоторых благоприятных условиях так называемое температурное перекрытие, то есть резкий скачок температуры между нижней и верхней зонами, действительно образуется. Во всяком случае тенденция к расслоению имеется всегда, это естественное состояние, но в реальной обстановке цехов температурное перекрытие реализуется только в редких случаях. Поэтому принимать в качестве исходного положения, постоянное наличие температурного перекрытия при расчете аэрации нельзя, так как если оно не реализуется и произойдет более интенсивное перемешивание воздуха между верхней и нижней зонами, это неизбежно приведет к перегреву воздуха в рабочей зоне.

Теперь будем исходить из того случая, когда температурное перекрытие реализовалось. И. А. Шепелев принимает, что конвективное тепло источников с воздухом восходящих протоков безвозвратно переходит в верхнюю зону и в тепловом балансе нижней зоны не участвует.

Опыты с избыточным теплом и влагой, когда вместе со скачком температуры был и скачок влагосодержания, то есть наблюдалось наличие прироста влаги и в рабочей зоне (пол модели был сухим), указывают на перенос влаги из верхней зоны. Следовательно, граница между верхней и нижней зонами для переноса тепла и других примесей из верхней зоны в нижнюю не закрыта.

По-видимому, перенос довольно интенсивный происходит при встрече противоположно направленных потоков на границе зон. Об этом свидетельствует значительная толщина переходного слоя, принимаемая в расчетах бесконечно тонкой.

Несомненно, что граница, когда она образуется, служит известным препятствием переносу. Поэтому утверждение, что конвективное тепло совершенно не воздействует на рабочую зону, а это является одним из основных положений нового метода, представляется недостаточно обоснованным и сомнительным.

При наличии температурного перекрытия струя приточного воздуха, вливаясь через окно, направляется к источнику тепла и по дороге часть ее ответвляется и поворачивает (идет на питание) к своему истоку, замыкая циркуляционное кольцо в нижней зоне.

По мере увеличения воздухообмена за счет усиливающегося обмена между верхней и нижней зонами температурный скачок уменьшается (сглаживается) и практически пропадает, когда разница температур между зонами становится равной или меньше  $5^\circ$ .

Наблюдения и статистика показывают, что чаще всего нормированная избыточная температура в рабочей зоне, равная  $\Delta t_{p,z} = 5^\circ$ , как уже говорилось, бывает тогда, когда избыточная температура уходящего воздуха равна  $10-12^\circ$ .

Такого же мнения придерживается и С. Е. Бутаков (см. его «Основы вентиляции горячих цехов»).

Но разница между  $\Delta t_{yx} - \Delta t_{p,z} = 5-7^\circ$  недостаточна, чтобы надежно поддерживать расслоение между верхней и нижней зонами.

Сомнительным кажется и утверждение И. А. Шепелева о том, что весь объем конвективных потоков, поступающих безвозвратно в верхнюю зону, полностью удаляется через вытяжные аэрационные проемы.

По нашим наблюдениям, присоединившаяся по пути к струе масса воздуха циркулирует, питая тепловую, а в конечном счете и приточную струю.

При увеличении воздухообмена ( $Q = \text{const}$ ) нижнее кольцо циркуляции увеличивается, пока не охватит всю высоту.

Таким образом, предлагаемый новый метод расчета аэрации представляется нам недостаточно обоснованным.

## Глава XII. ВОЗДУШНЫЕ ДУШИ

### § 52. Воздушный душ, его значенке и области применения

Воздушным душем называют местный, направленный на человека поток воздуха.

В противоположность общей вентиляции, которая ставит свей задачей поддерживать определенные (одинаковые) условия воздушной среды во всем помещении, местный приток (воздушный душ) имеет целью создание местных условий воздушной среды на ограниченном участке (или участках) помещения. Такими участками являются или места наиболее длительного пребывания в них рабочих, или места отдыха.

Таким образом, назначение воздушного душа заключается в том, чтобы в пространстве, ограниченном зоной действия потока, поддерживать особые, отличные от господствующих во всем помещении условия воздушной среды. Эти условия должны удовлетворять определенным, заранее поставленным гигиеническим и физиологическим требованиям.

Воздушные души должны устраиваться:

1) в тех случаях, когда средствами общей вентиляции (общего воздухообмена) невозможно получить надлежащего эффекта, например в современных котельных и машинных залах ТЭЦ и ЦЭС, при работе постов управления;

2) когда достижение требуемых условий воздушной среды средствами общей вентиляции хотя и возможно, но требует громадных объемов воздуха, а следовательно, и весьма значительных затрат, как, например, во всякого рода сушильных отделениях с большой кубатурой, обслуживаемых незначительным числом рабочих. В этих случаях применение воздушных душей вместо общей вентиляции более отвечает технологическому процессу, так как общее снижение температуры воздуха в помещении обусловило бы большие потери тепла сушильной аппаратурой в окружающую среду и, следовательно, увеличило бы расход тепла на сушку.

Во многих случаях, когда работа производится в обстановке ощутимого теплового излучения, а средства общей вентиляции оказываются все же недостаточными, для того чтобы поддерживать требуемую температуру и влажность воздуха и устранить нарушение терморегуляции (нормального теплообмена между телом человека и окружающей средой), воздушные души должны несколько корректировать условия воздушной среды. Сюда нужно отнести металлургические и машиностроительные заводы

(где души необходимы у промышленных печей, прокатных станков, молотов, прессов и т. д.), стекольные заводы, красильные фабрики, хлебозаводы и т. п.

Таким же коррективом воздушные души должны служить при широко применяемом в настоящее время естественном вентилировании (аэрации) современных цехов. Это может иметь место в тех случаях, когда естественный приток, обусловливаемый при аэрации расположением приточных отверстий (фрамуг и пр.), не может в достаточной степени обслужить рабочие места (кузницы, литейные, термические и другие цехи).

Роль воздушных душ при вентилировании путем аэрации приобретает особое значение и в силу того, что естественный приток вводится без предварительной подготовки (без подогрева или охлаждения и т. д.), в то время как для воздушных душ такая предварительная подготовка может быть осуществлена с небольшими затратами.

В промышленных цехах, спроектированных с учетом аэрации, расход воздуха для воздушных душ составляет незначительный процент от естественного воздухообмена.

И наконец, в горячих цехах в районах с высокой наружной температурой, когда общая вентиляция (естественная или механическая) поддерживает в цехах температуру воздуха на 3—5° выше наружной, воздушные души, устраиваемые на рабочих местах, создают условия, близкие к комфортным, причем наружный воздух для них подвергается предварительной обработке (охлаждению).

Приведенными примерами, конечно, ни в какой степени не исчерпываются области применения воздушных душ.

Уместно отметить, что и при устройстве общей механической вентиляции подаваемый воздух должен направляться на рабочие места, то есть подача воздуха должна более полно отвечать требованиям местного притока. Это значит, что места выпуска воздуха, форма раздатчика воздуха, скорости и температуры воздушного потока и т. д. должны отвечать требованиям, направленным на достижение на рабочих местах необходимых условий (определенных температурных, скоростных, газовых и прочих полей).

Воздушные души получили широкое распространение в качестве средства, позволяющего изменять метеорологические условия на местах работы и отдыха в горячих цехах.

Благодаря особенностям воздушного факела, о которых говорилось ранее (отдел III), имеется возможность применять воздушные души не только для улучшения метеорологических условий, но также и для уменьшения концентрации газа и пыли на рабочем месте. В последнем случае необходимо одновременно давать такие скорости и температуры струе воздуха, чтобы этим не вызвать нарушения терморегуляции.



## § 53. Классификация случаев применения воздушных душей

При помощи воздушного душа можно изменять следующие параметры воздуха на рабочем месте: подвижность, температуру, влажность, концентрацию.

Наиболее просто достигается изменение подвижности воздуха, когда другие параметры его остаются неизменными. Для этого применяются веерные установки, приводящие в движение воздух помещения.

Для изменения температуры, влажности, концентрации<sup>1</sup> на рабочем месте воздух берется снаружи и, если требуется, подвергается предварительной обработке.

Движением воздуха увеличивается теплоотдача тела, что очень важно, когда работа производится в условиях теплового излучения. Для усиления теплоотдачи, кроме того, применяют воздух пониженной температуры (сравнительно с температурой воздуха в помещении), а иногда с добавлением в него распыленной воды. Капельки воды, попадая на открытые части тела и одежду и испаряясь, вызывают дополнительное охлаждение.

При проектировании воздушных душей в горячих цехах нужно прежде всего стремиться к снижению температуры воздуха посредством аэрации.

При проектировании воздушных душей для работы в условиях теплового излучения необходимо учитывать следующие обстоятельства:

а) интенсивность теплового излучения на фиксированном рабочем месте или, если оно не фиксировано, на участках наиболее длительного пребывания рабочего во время работы;

б) длительность непрерывного пребывания под облучением на разных участках рабочей площадки и продолжительность перерывов (характер облучения и работы);

в) подвергается ли непрерывному облучению какой-либо определенный участок тела или вследствие перемены положений тела вся поверхность подвергается чередующемуся облучению.

Как установлено многократными исследованиями в производственной обстановке в случаях теплового облучения необходимо:

1. Устраивать души в первую очередь в зоне наиболее длительного пребывания рабочего под облучением, даже если при этом интенсивность облучения здесь будет меньше, чем в других местах (надо учитывать оба фактора: время воздействия и интенсивность теплового излучения).

2. Учитывать, что тепловую нагрузку организм переносит труднее, если облучению подвергается верхняя часть туловища (грудь, шея, голова), поэтому обдуванию подвергать прежде всего эти части тела.

<sup>1</sup> Метеорологическими кондициями могут служить данные Арнаутова Г. В. и Веллера Е. Г. (глава I).

Если не мешают другие обстоятельства (о которых будет сказано далее), поток воздуха должен быть направлен на ту часть, которая подвергается более длительному облучению, причем поток должен охватывать по возможности и другие участки тела.

При выборе направления подачи струи необходимо считаться с возможностью подсасывания ею дыма, пламени и искр, других тепловых и иных потоков в случае расположения приточного насадка вблизи таких источников. Так, например, очень трудно, если невозможно, избежать подсасывания душирующей струей дыма, пламени и горячих газов при расположении насадка вблизи печных окон, мощных источников тепла и других источников вредностей. Поэтому направление подачи струй должно быть ориентировано таким образом, чтобы струя сначала попадала на рабочее место, а затем уже встречала источники вредностей и отдувала их от рабочего места. Вместе с тем необходимо следить, чтобы сдувание вредностей не происходило на соседней по работе.

В летнее время очень большое влияние на эффективность душией оказывает охлаждение воздуха. Наиболее дешевым способом охлаждения является увлажнение воздуха водой, циркулирующей по замкнутому кругу.

Ширина душирующей струи на рабочем месте должна быть порядка 1,0—1,2 м, кроме тех случаев, когда появляется необходимость обслуживать значительные по размерам площадки.

Несмотря на сравнительную давность применения воздушных душей в условиях теплового излучения, определенных и четких гигиенических кондиций (скоростей, температур) пока не установлено. Поэтому при выборе кондиций приходится руководствоваться экспериментальными данными, приводимыми в табл. XII—I.

## § 54. Конструктивное оформление воздушных душей

В зависимости от направления, которое нужно придать струе (струям), а также от размеров и формы площадки, подлежащей обслуживанию воздушным душем, пользуются одним или несколькими приточными насадками соответствующих конструкций или же воздух выпускают непосредственно из воздуховодов (без ответвлений).

Установки для душирования бывают стационарные и передвижные.

Передвижные установки забирают воздух из цеха и подают его на рабочие места (или места отдыха). Если воздух при этом не подвергается обработке (охлаждению и пр.), то роль установок сводится к тому, чтобы создать движение воздуха на рабочем месте.

Имеются передвижные установки, в которых взятый из цеха воздух предварительно охлаждается и промывается от пыли.

Характер выполняемой работы	При отсутствии ощутимого облучения при прерывистом облучении меньше		При длительном облучении порядка $1,0 \frac{\text{КАЛ}}{\text{СМ}^2 \cdot \text{МИН}}$		При длительном облучении порядка $2,0 \frac{\text{КАЛ}}{\text{СМ}^2 \cdot \text{МИН}}$		При длительном облучении порядка $4,0 \frac{\text{КАЛ}}{\text{СМ}^2 \cdot \text{МИН}}$	
	температура, °С	скорость движения воздуха, м/сек	температура, °С	скорость движения воздуха, м/сек	температура, °С	скорость движения воздуха, м/сек	температура, °С	скорость движения воздуха, м/сек
0,5 $\frac{\text{КАЛ}}{\text{СМ}^2 \cdot \text{МИН}}$	23—25	1,0—2,0	23—25	2,0—3,0	18—20	2,0—3,0	18—20	3,0—4,0
	20—23	2,0—3,0	20—23	3,0—4,0	15—20	2,5—4,0	15—20	4,0—5,0
	15—18	2,0—3,0	12—15	2,5—4,0	10—15	3,0—5,0	8—12	3,0—5,0

## Для холодного времени

1. Работа, требующая незначительного физического напряжения
2. Работа, требующая умеренного (среднего) физического напряжения
3. Работа, требующая значительного физического напряжения

23—25	1,0—2,0	23—25	2,0—3,0	18—20	2,0—3,0	18—20	3,0—4,0
20—23	2,0—3,0	20—23	3,0—4,0	15—20	2,5—4,0	15—20	4,0—5,0
15—18	2,0—3,0	12—15	2,5—4,0	10—15	3,0—5,0	8—12	3,0—5,0

## Для летнего времени

1. Работа, требующая незначительного физического напряжения
2. Работа, требующая умеренного (среднего) физического напряжения
3. Работа, требующая значительного физического напряжения

25—30	1,6—2,5	25—30	2—4	20—25	2—4	20—25	3—5
22—25	2—3	22—25	3—4	18—25	3—5	18—22	4—5
18—22	2—4	18—22	3—5	15—20	4—6	15—18	5—6

Вертикальная подача воздуха находит сравнительно редкое применение. Она оправдывается только при строго фиксированном рабочем месте. При необходимости некоторых перемещений во время трудовых операций, а также при невозможности во время составления проекта завода точно определить рабочее место, нужно предусматривать наклонную (к горизонту) или горизонтальную подачу воздуха. При этом в конструкции патрубка необходимо предусматривать возможность изменения уровня и направления подачи. Для этого патрубок должен иметь возможность перемещаться в известных пределах вдоль своей оси и вращаться около нее.

Наклонная (под небольшим углом к горизонту) или горизонтальная подача имеет те достоинства, что захватывает большие площади по оси потока, чем вертикальная. При вертикальной подаче и небольшом перемещении от оси струи рабочий выходит из сферы ее непосредственного воздействия (обдувания).

Для вертикальной подачи воздуха применяют цилиндрическую (или иной формы) трубу, имеющую на конце короткий диффузор (или без него). При желании получить более широкое скоростное поле можно применять насадок с несколькими диффузорами (см. отдел III).

Если рабочее место не строго фиксировано, целесообразнее всего было бы применять горизонтальную подачу, но она требует размещения приточного патрубка на высоте примерно 1,5 м от пола, чтобы аэродинамическая ось потока приходилась на уровне груди и таким образом захватывала верхнюю часть туловища при перемещении рабочего вдоль оси потока. Однако размещение патрубка на такой высоте не всегда возможно, так как затрудняет проход под ним. Поэтому приходится патрубок помещать на высоте 1,8—2,2 м от пола и придавать наклонное направление струе, что неизбежно сужает зону, обслуживаемую потоком.

Для горизонтальной или наклонной подачи широкое распространение на наших заводах и фабриках получил патрубок с поворотными лопатками конструкции автора (табл. XII—2).

Таблица XII—2

Размеры патрубков конструкции автора, геометрически подобных типовому

Размеры подводящей трубы, мм	$d_3$ , м	Длина хорды лопатки, мм	Размеры подводящей трубы, мм	$d_3$ , м	Длина хорды лопатки, мм
260×400	0,314	100	340×525	0,412	130
280×432	0,339	107	360×555	0,535	138
300×463	0,363	115	380×585	0,460	145
320×494	0,388	123	400×615	0,485	152

Патрубок (рис. XII—1) не имеет выступающих частей и представляет собой прямую трубу прямоугольного сечения, скошен-

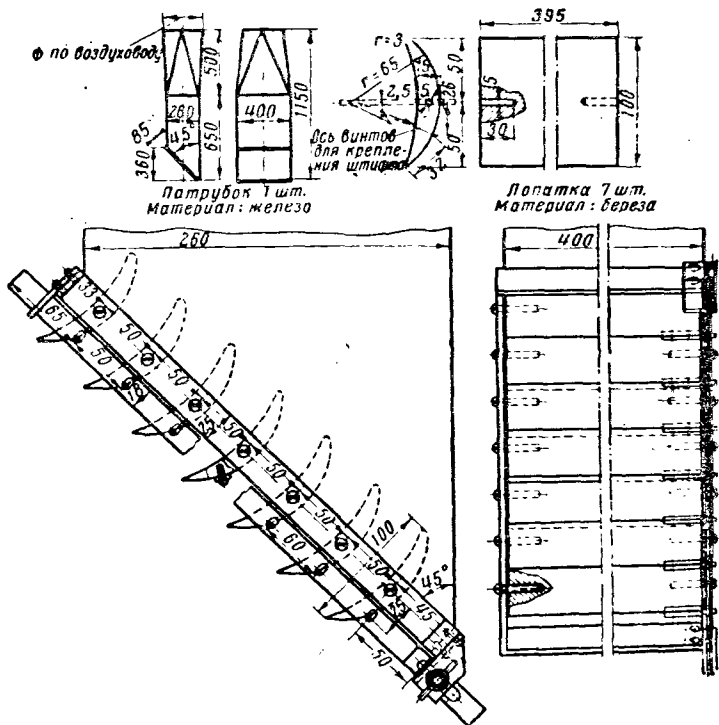


Рис. XII—1. Патрубок В. В. Батурина с деревянными поворотными лопатками

ную под углом (возможны патрубки и круглого сечения). В скошенную часть вставлены лопатки. Они шарнирно прикреплены к обвязке, устроенной у выходного отверстия, приделаны к подвижной рейке и связаны кинематически в одну систему таким образом, что при передвижении рейки все лопатки поворачиваются на один и тот же угол, вращаясь около своих шарниров. Поворотом лопаток достигается поворот струи в очень широких пределах.

Если сделать такой патрубок вращающимся около вертикальной оси, то можно обслуживать рабочее место воздушным потоком наиболее совершенным образом. Это обстоятельство имеет весьма существенное значение для эффективности установки.

Патрубок был продут при трех положениях лопаток: при углах  $\alpha$ , составляемых хордой лопатки с осью трубы и равных при I положении  $125^\circ$ , при II положении  $143^\circ$  и при III положении  $164^\circ$ .

Соответствующие этим положениям углы аэродинамической оси потока с осью трубопровода составляли: при I положении

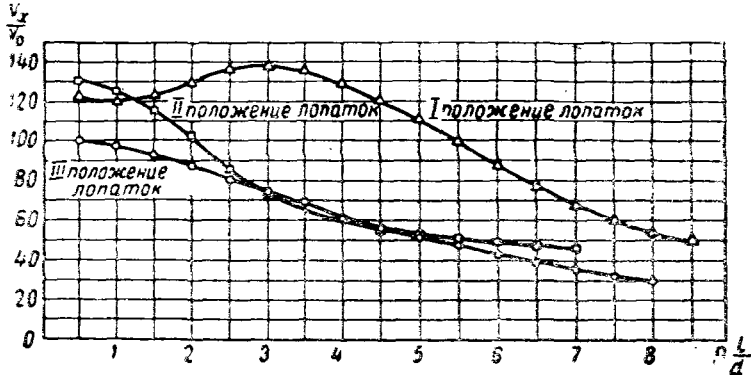


Рис. XII—2. График изменения относительной скорости осевой струйки

$\alpha_1=94^\circ$ , при II положении  $\alpha_2=122^\circ$  и при III положении  $\alpha_3=157^\circ$ .

На рис. XII—2 приводится выравненный график изменения  $\frac{v_x}{v_0}$  для осевой (центральной) струйки при трех положениях лопаток и для различных  $\frac{x}{d}$ , где  $d_s$  — эквивалентный диаметр подводящей трубы.

За скорость  $v_0$  принята скорость в подводящей трубке, а не в выходном сечении, стесненном лопатками.

При I положении лопаток осевая скорость достигает своего максимума, равного  $1,38 v_0$ , при II положении —  $1,36 v_0$ , и примерно равняется  $1,0 v_0$  при III положении.

Влияние лопаток (их аэродинамическая тень) сказывается на небольшом расстоянии от насадка (3—4 калибра) и выражается зубчатым профилем скоростного поля (рис. XII—3).

На расстоянии 4—5  $d_s$  поле сравнительно хорошо выравнивается.

Спектры скоростей при различных положениях лопаток представлены на рис. XII—4.

Коэффициент местного сопротивления насадка с учетом скоростного давления на выходе составляет 1,35—1,50 от скоростного давления в подводящей трубе.

У насадка со стальными лопатками (толщиной 1,5—2 мм) по дуге круга радиусом 85 мм и с хордой, равной 100 мм, особенно существенных изменений в спектре скоростей не наблюдалось, если не считать несколько более узкого поля в вертикальной плоскости.

В некоторых случаях для установок воздушных душей употребляют круглые или прямоугольные патрубки в виде короткого колена.

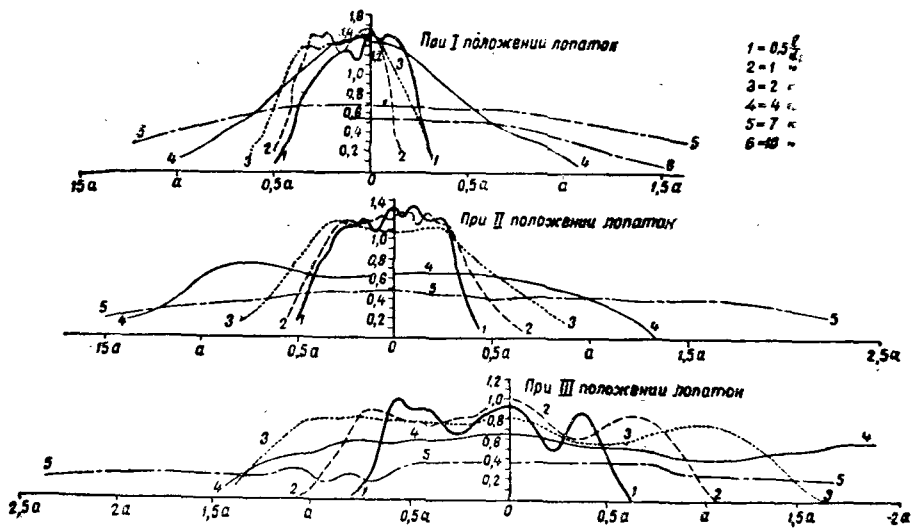


Рис. XII—3. Профили скоростного поля

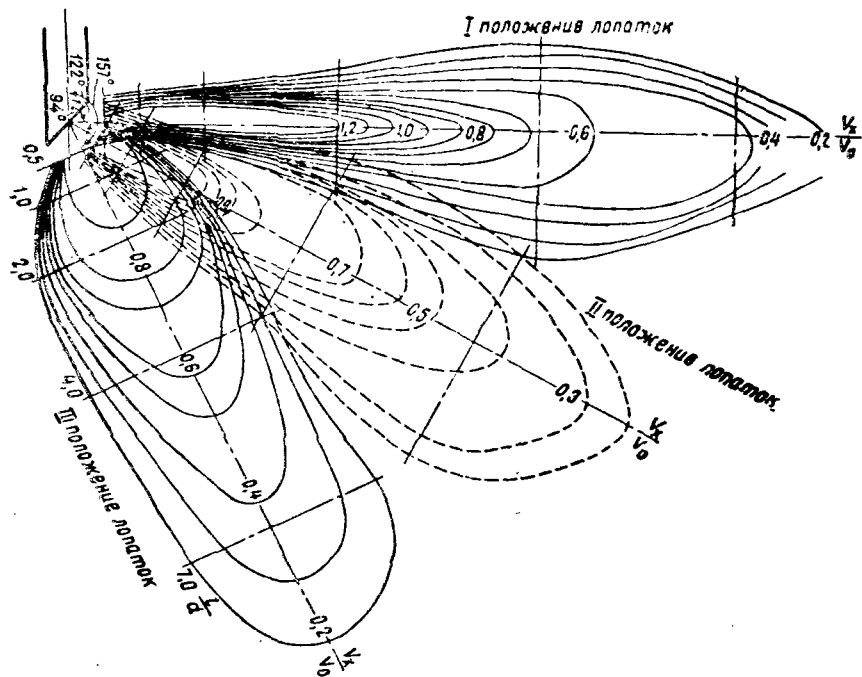


Рис. XII—4. Спектры скоростей при различных положениях лопаток

Эти патрубки имеют ряд недостатков. Прежде всего колено выступает вперед и занимает место. Вследствие поджатия струй на повороте выходное отверстие работает не полным сечением, а примерно на две трети. Это обстоятельно затрудняет получение широкого факела. Необходимо отметить и то, что струя несколько отклоняется книзу.

Для обслуживания вытянутых в длину площадок, когда невозможно обойтись одним патрубком, устраивают целую группу патрубков, причем располагают их один за другим с интервалами в зависимости от необходимости получить те или иные скоростные поля вдоль рабочей площадки.

Для обслуживания широких и длинных площадок, например у прокатных станов трио, когда приточные насадки не могут быть приближены к рабочим местам вследствие наличия кранов и должны располагаться у колонн, по бокам площадки, перед и за станом, применяют насадки с поворотными лопатками значительных размеров:  $1\ 250 \times 1\ 000$  и  $1\ 000 \times 700$  мм. Группой таких патрубков (из которых каждый обслуживается винтовым четырехлопастным вентилятором ЦАГИ № 10 с электродвигателем на одной оси) удастся создать значительное движение воздуха по всей площадке и получить в случае подачи наружного воздуха заметное снижение температуры воздуха. К такого же рода установкам приходится прибегать при устройстве воздушных душей на рабочих площадках у мартеновских печей, когда патрубки приходится размещать у колонн на значительном удалении от рабочих мест.

Размещение их между колоннами и печами невозможно, так как здесь работают краны, подающие мульды со скрапом в печи.

При проектировании стационарных установок следует по возможности принимать все меры к недопущению значительного подогревания воздуха при его транспортировании от места забора (или его приготовления) к местам выпуска.

Для этого следует герметизировать сеть на всасывающей линии, не допуская подсасывания теплого воздуха из цеха, тщательно выбирать места забора воздуха снаружи, по возможности избегать забора воздуха на крыше, и особенно вблизи открытых фрамуг, работающих на вытяжку, не допускать прокладок воздухопроводов над печами и в верхних уровнях цеха в зонах сильно перегретого воздуха. В случае невозможности избежать в указанных местах прокладки воздухопроводов следует применять изоляцию их.

Во избежание подогревания воздуха по пути при транспортировании его по воздухопроводам обычно при большом количестве обслуживаемых душами точек приходится отказываться от централизации системы, если ее дробление путем отдельных установок и коротких сетей дает возможность устранить весьма неприятные явления перегревания воздуха.

Для передвижных веерных установок без обработки воз-



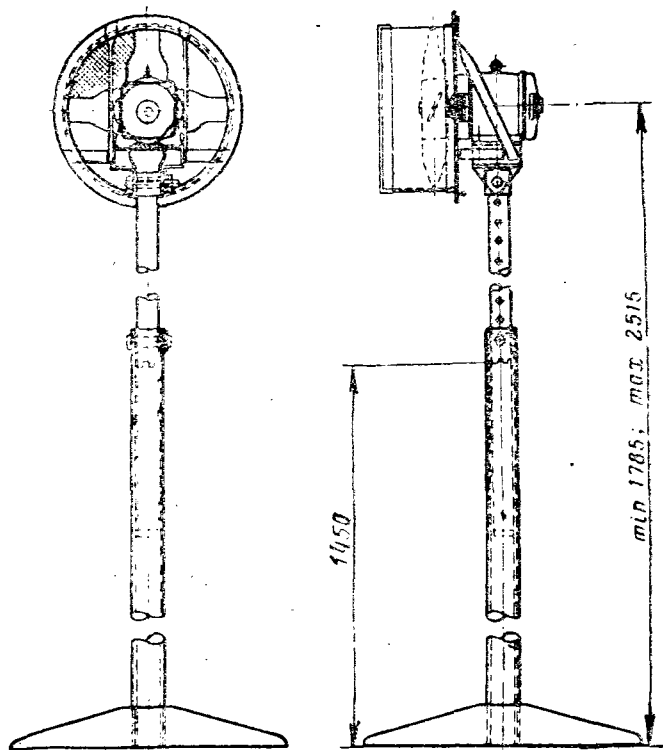


Рис. XII—5

духа применяют осевые вентиляторы ЦАГИ № 4, 5, 6 и выше на одной оси с электродвигателем.

Винт с электродвигателем укрепляется на раме из уголков или штанге с плитой.

В конструкции со штангой (рис. XII—5) предусмотрена возможность изменять уровень подачи и наклон струи. Во избежание сильного разброса струи рабочее колесо (винт) помещают в отрезок трубы длиной  $1,2—1,5 d$ ; зазор между стенками трубы и лопастями должен быть минимальным. Втулку винта следует снабжать обтекателем, за которым помещать спрямляющую поток решетку.

Влияние обтекателя и решетки, спрямляющей поток, видно на рис. XII—6. Скоростные поля получены при работе четырехлопастного вентилятора ЦАГИ при числе оборотов  $n=1450$  об/мин.

Рис. XII—6, а относится к случаю, когда винт был помещен в отрезок цилиндрической трубы длиной  $0,5 d$ ; рис. XII—6, б — к случаю, когда, кроме трубы  $1,5 d$ , был поставлен обтекатель; рис. XII—6, в показывает скоростные поля, когда, кроме трубы

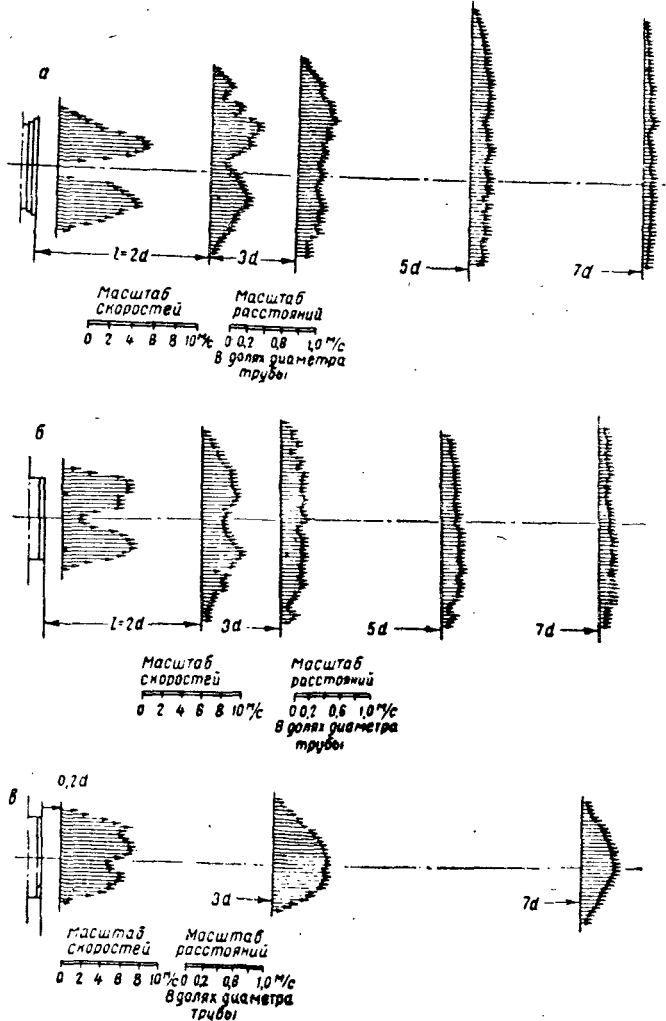


Рис. XII—6. Влияние обтекателя и решетки на изменение скоростного поля

длиной  $1,5 d$  и обтекателя, была установлена радиальная решетка (с 12 перегородками), спрямляющая поток.

Обтекатель и решетка упорядочивают струю и делают ее более дальнобойной.

При таком оформлении изменение осевых скоростей можно с достаточной для практики точностью считать подчиняющимся закономерностям круглой струи, имеющей коэффициент струи  $a \approx 0,2$ .

Без обтекателя и спрямляющей решетки трехлопастный вентилятор ЦАГИ № 5 при 1475 об/мин, помещенный в отрезок цилиндрической трубы длиной 0,5 *d* с предохранительной редкой проволоочной сеткой на выходе, создает на расстоянии 1,5 *m* (3 *d*) от трубы поле шириной около 1 *m* (2 *d*) с более или менее однообразной скоростью, примерно 2,5 *m/сек*.

Из верных агрегатов для воздушных душей необходимо упомянуть о конструкциях (А. А. Малых) Свердловского института охраны труда ВЦСПС.

Технические показатели этих агрегатов приводятся в табл. XII—3.

Таблица XII—3

**Технические показатели верных агрегатов СИОТ**

Тип агрегата	Производительность агрегата, м <sup>3</sup> /час	Диаметр выходного отверстия, мм	Вентилятор				Электродвигатель			Вес агрегата, кг
			тип	диаметр колеса, мм	число лопаток, шт.	диаметр втулки, мм	тип	<i>N</i> , квт	<i>n</i> , об/мин	
СИОТ-3 передвижной	10 000	600	МЦ-7	700	8	280	АД-31/4	2,2	1 440	113
	7 000	600	МЦ-7	700	8	280	АД-32/6	1,8	930	120
	13 500	700	МЦ-8	800	8	320	АД-32/4	3,2	1 440	119
СИОТ-5 переносный	4 450	400	МЦ-5	500	6	150	И-10/4	0,25	1 400	28
СИОТ-6 поворачивающийся	30 000	875	МЦ-10	1 000	8	300	АД-51/4	7,8	1 455	600
СИОТ-7 стационарный	30 000	875	МЦ-10	1 000	8	300	АД-51/4	7,8	1 455	310
	21 000	875	МЦ-10	1 000	8	300	АД-51/6	5,0	970	311

На рис. XII—7 представлен верный агрегат СИОТ-3.

Агрегат состоит из осевого вентилятора ЦАГИ серии МЦ с электродвигателем. Вентилятор заключен в обечайку, огражденную на входе съемной сеткой. Для выравнивания воздушного потока агрегат имеет спрямляющий аппарат, снабженный 24 лопатками и металлическим обтекателем.

Вентилятор и электродвигатель установлены на подставке из листовой стали и газовых труб, опирающейся на три колеса.

Агрегат СИОТ-3 может работать с распылением воды. В этом случае агрегат дополняется трубкой для подвода воды, сетчатым фильтром и двумя водораспыляющими форсунками с диаметром выходного отверстия 0,6 мм.

Сетчатый фильтр устанавливается для предотвращения засорения форсунок грязью. Давление воды 23 атм. Высота агрегата 1 600 мм, ширина 800 мм, общий вес 113 кг.

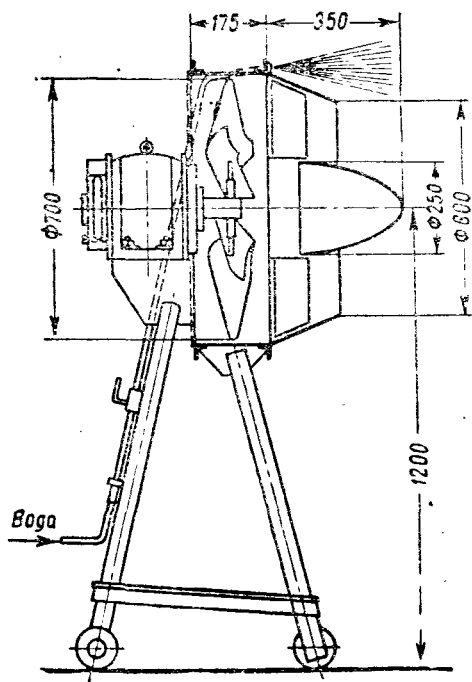


Рис. XII—7. Передвижной веерный агрегат СИОТ-3

Свердловский институт охраны труда ВЦСПС рекомендует применять агрегат СИОТ-3 в следующих случаях:

1) при работе у выпускных отверстий доменных, мартеновских, шахтных, отражательных и иных металлургических печей;

2) на рабочих местах прокатчиков и винтовщиков при работе у листовых, сортовых, проволочных станков;

3) при холодном ремонте мартеновских, плавильных, нагревательных, колодцевых и других печей;

4) на разливочных канавах мартеновских печей при выпуске стали в ковш трамвайного типа;

5) на рабочих площадках у мартеновских, шахтных и методических печей;

6) на рабочих местах у загрузочных и разгрузочных отверстий плавильных, на-

гревательных, отжигательных, нормализационных печей, печей отжига на металлургических заводах, в огнеупорной и других отраслях промышленности;

7) на рабочих местах при обработке раскаленного металла в черной и цветной металлургии, при ковке и горячей штамповке изделий на прессах, молотах и ковочных машинах в кузнечных и термических цехах;

8) на постоянных рабочих местах на разливке черных и цветных металлов в металлургии, машиностроении, на рабочих местах у печей и реакторов в химической промышленности, у вулканизационных прессов и аппаратов в резиновой промышленности;

9) на рабочих местах турбинистов в машинных залах электростанций, на водоосмотрах в промышленных котельных.

Распыливание воды может оправдываться в тех случаях, когда агрегат устанавливается в непосредственной близости от рабочего. В противных случаях применение распыливания ничего не дает.

На рис. XII—8 представлен веерный агрегат СИОТ-7.

Области его применения те же, что указаны в пп. 1—5 для агрегата СИОТ-3.

Агрегаты СИОТ-3 и СИОТ-7 не рекомендуются размещать в непосредственной близости от рабочих мест вследствие больших начальных скоростей по оси факела (табл. XII—3).

Как уже говорилось, эффективность воздушного душа значительно повышается, когда на рабочем месте удается создать местное снижение температуры воздуха. Нужно иметь в виду, что общий воздухообмен рассчитывается на среднюю температуру в 13 час наиболее жаркого месяца. Отклонения от этой средней температуры как по величине, так и длительности бывают иногда значительными.

Надобность в работе воздушного душа в периоды таких отклонений особенно велика. Поэтому при расчете воздушных душей за расчетную летнюю температуру следовало бы принимать некоторую среднюю температуру между средней температурой в 13 час и абсолютным температурным максимумом. Учитывая эти соображения, а также и то, что объем воздуха для душей в цехах, спроектированных с учетом аэрации, составляет весьма незначительный процент от объема воздуха для аэрации, следует на летнее время предусматривать охлаждение воздуха для воздушных душей.

Экспериментами Московского научно-исследовательского института охраны труда (МИОТ) установлено, что охлаждение воздуха (путем увлажнения при применении воздушных душей) требуется:

- 1) при температурах на рабочих местах, превышающих 29—30°;
- 2) в условиях теплового излучения интенсивностью 0,35—0,45 кал/см<sup>2</sup>·мин, кратковременно доходящих до 1,8—2,8 кал/см<sup>2</sup>·мин, при температурах на рабочем месте, превышающих 26°;
- 3) при интенсивности облучения 0,1—0,2 кал/см<sup>2</sup>·мин, крат-

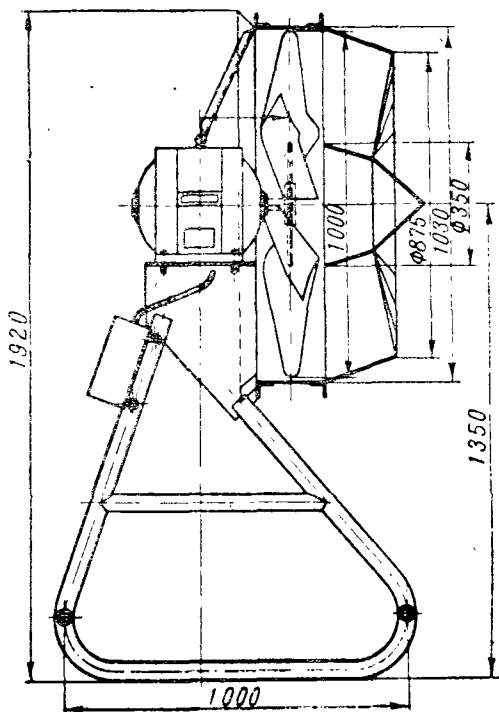


Рис. XII—8. Конструкция воздушного душа с распылением воды за счет вращения колеса

ковременно доходящей до  $0,7-0,9 \text{ кал/см}^2 \cdot \text{мин}$ , и при температуре воздуха свыше  $28^\circ$ .

Общего снижения температуры в цехе необходимо добиваться путем естественного проветривания и рассматривать воздушные души как некоторый корректив к нему.

Для охлаждения воздуха наиболее простым и дешевым средством как для стационарных, так и для передвижных установок является испарение рециркулирующей воды за счет тепла охлаждаемого воздуха.

В условиях теплового излучения может найти применение так называемый водовоздушный душ, в котором распыливание воды производится без насоса, самим осевым вентилятором (за счет вращения колеса):

Более совершенное распыливание можно осуществить посредством форсунки, работающей от насоса и поставленной в струе воздуха.

В тех случаях, когда при высокой температуре наружного воздуха и высокой относительной влажности пужное охлаждение воздуха ранее описанным простейшим способом не может быть достигнуто, приходится прибегать к использованию артезианской воды или холодильных установок с комбинированным их использованием в качестве ледоделательных в периоды, когда нет надобности в искусственном охлаждении воздуха.

В передвижных воздухоохлаждающих установках (забор воздуха производится в самом цехе) вода циркулирует по замкнутому циклу и орошает слой наполнителя. Этим достигается охлаждение и промывка воздуха от пыли. Для этой же цели может быть использовано распыление воды самой турбинкой вентилятора, если подводить воду через полную ось или орошать лопасти. Однако орошаемый слой вследствие более развитой поверхности соприкосновения позволяет получить большее охлаждение при меньших коэффициентах орошения.

Стремясь создать в зоне дыхания рабочего воздух с теми первоначальными параметрами, с которыми он вытекает из патрубка, последний насколько возможно приближают к рабочему. Если это по каким-либо причинам затруднительно или невозможно, то стараются дать возможно большие начальные габариты струе, чтобы подмешивание воздуха помещения, происходящее по периферии, не успело захватить все сечение струи, пока она распространяется до зоны дыхания. Но чтобы придать большие начальные габариты струе и избежать чрезмерной громоздкости, приходится применять диффузоры с большими углами раскрытия. В таких диффузорах струя не заполняет всего сечения и создаются условия для подмешивания воздуха помещения еще в пределах диффузора, до истечения струи.

Чтобы исключить возможность этого явления и заставить поток равномерно заполнить все сечение, применяют постановку профилированных лопаток в месте перехода от трубы к диффу-

зору, направляя этим часть потока на смыв пограничного слоя, что предупредит отрыв его от стенок.

С этой же целью в насадки, имеющие на выходе сечение  $800 \times 400$  мм и подводящую трубу  $200 \times 200$  мм, В. А. Калягин<sup>1</sup> вставлял специальную решетку, которая должна была выравнивать скорости выхода воздуха по всему сечению. Решетка рассчитывалась, исходя из профиля скоростей и давлений в подводящей трубе.

Аксанометрический чертеж решетки и эпюры скоростей, полученные в результате продувки диффузора с решеткой и сеткой с ячейками  $4 \times 4$  мм, уложенной сверху решетки, представлены на рис. XII—9.

Такие установки воздушных душей были применены на кожезаводе у места намазки шкур раствором формалина и у гладильной машины шкур, предварительно обработанных формалином. В обоих случаях были получены вполне удовлетворительные результаты в отношении концентраций формальдегида на рабочих местах.

Воздушные души подавались с высоты 2,2 м, в объеме  $1\,300 \div 2\,000$  м<sup>3</sup>/час, с температурой воздуха 24°.

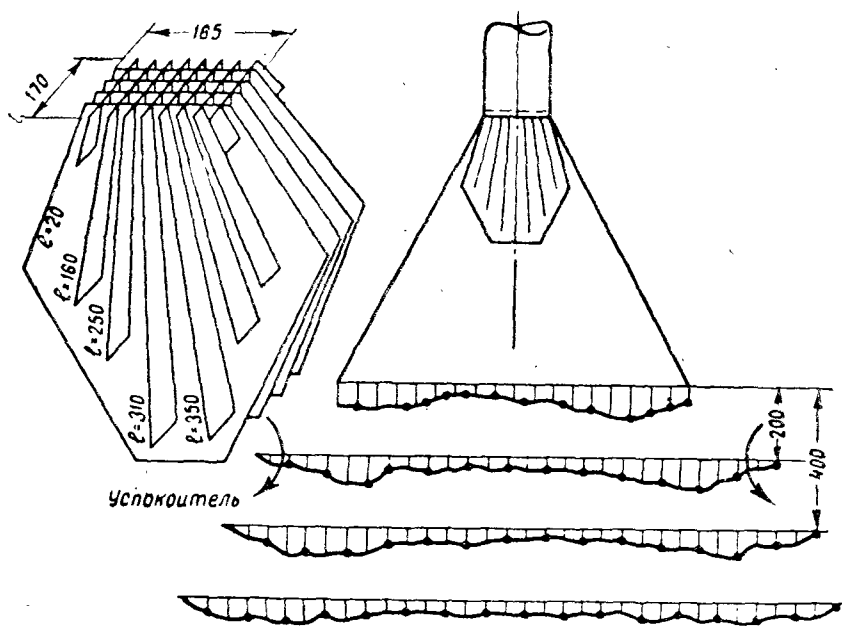


Рис. XII—9

<sup>1</sup> Вопросы промышленной вентиляции: Сб. — Казань, Таткнигоиздат. 1953. — Вып. 1.

Параметры воздуха как вдоль, так и поперек струи непрерывно изменяются. Вдоль струи они изменяются от начальных (при выходе из насадка) до параметров окружающего воздуха. Поэтому получить требуемые параметры воздуха на рабочем месте возможно при правильном назначении начальных параметров ( $c_0, d_0, t_0$ ) струи в зависимости от расстояния от места ее выпуска до рабочего места. Определение этих параметров (к чему обычно и сводится расчет воздушных душей) производится в зависимости от тех условий ( $c_x, d_x, t_x, k_x$ ), средней скорости струи, ее диаметра, температуры и концентрации вредности воздуха в струе, которые должны быть созданы на рабочем месте, расположенном на заданном расстоянии  $x$  от насадка, а также в зависимости от окружающих условий температур  $t_{окр}$  и концентраций  $k_{окр}$ .

При расчете воздушных душей должна быть известна аэродинамическая характеристика приточного устройства — насадка или воздуховода, из которого непосредственно происходит истечение воздуха. Следовательно, должно быть известно, как изменяются скорости, а по ним и избыточные температуры и концентрации на различных относительных расстояниях от места истечения. Параметры струй на рабочем месте  $c_x, t_x, k_x$  и  $d_x$  обычно являются заданными. Известными также должны быть параметры окружающего воздуха, в котором распространяется струя и который ее питает,  $t_{окр}, k_{окр} (\varphi_{окр})$ .

Для летней расчетной температуры  $t_{окр} = t_n + (3-5^\circ)$ ;  $k_{окр}$  для проектируемых зданий принимается по нормам или для существующих зданий по непосредственным замерам в натуре.

Начальные параметры струи  $c_0, d_0$ , а в некоторых случаях  $t_0$  и  $\varphi_0$  (когда  $t_n$  не удовлетворяет заданным условиям) подлежат определению.

При этом следует различать два случая: 1) свободный выбор расстояния  $x$  между приточным отверстием и рабочим местом и 2) вынужденное решение, когда расстояние  $x$  задано.

Случай 1. Без охлаждения воздуха температура на рабочем месте выше температуры наружного воздуха. Свободный выбор  $x$ .

Даны все параметры струи на рабочем месте в окружающем воздухе и начальные  $t_0, \varphi_0$  и  $k_0$ . Требуется определить  $c_0, d_0, x, L'_0$  (объемный расход воздуха).

Для этого определяем относительную избыточную температуру, равную средней относительной скорости:

$$\frac{t_{окр} - t_x}{t_{окр} - t_0} \approx \frac{c_x}{c_0} = m.$$

Данному  $m$  для выбранной конструкции насадка соответствуют совершенно определенные



$$\frac{x}{d_0} = n \text{ и } \frac{d_x}{d_0} = P.$$

Зная  $d_x$ , определяем

$$d_0 = \frac{d_x}{P}.$$

Зная  $c_x$ , определяем

$$c_0 = \frac{c_x}{m}.$$

По  $c_0$  и  $d_0$  вычисляем:  $L'_0 = F \cdot c_0 \cdot 3600 \text{ м}^3/\text{час}$  при  $x = nd_0$ .

**Пример.** Дано:  $t_n = 22^\circ$ ;  $\varphi_n = 60\%$ ;  $t_{окр} = 27^\circ$  (при влагосодержании таком же, как в наружном воздухе).

По данным Г. В. Арнаутова и Е. Г. Веллера, при тяжелой работе на фиксированном рабочем месте и температуре окружающих предметов, близкой к температуре воздуха, при  $t_x = 25^\circ$  необходима скорость в  $2,0 \text{ м/сек}$ .

Определить  $c_0$ ,  $d_0$ ,  $x$  и  $L'_0$ , применяя цилиндрический патрубок ( $a = 0,08$ ).

Решение:

$$m = \frac{27 - 25}{27 - 24} = 0,66 = \frac{c_x}{c_0}.$$

Начальную температуру при выходе воздуха из патрубка принимаем на  $2^\circ$  выше наружного, учитывая возможный подогрев в вентиляторе, и за счет теплопередачи

$$t_0 = 22 + 2 = 24^\circ.$$

При пользовании круглой цилиндрической струей по графику (рис. XII—10) находим

$$\frac{x}{d_0} = 2,5; \quad \frac{d_x}{d_0} = 2,3; \quad c_0 = \frac{2,0}{0,66} = 3,0 \text{ м/сек}.$$

При

$$d_x = 1 \text{ м}; \quad d_0 = \frac{1,0}{2,3} = 0,435 \text{ м}; \quad x = 0,435 \cdot 2,5 = 1,10 \text{ м}$$

расход воздуха составит:

$$L'_0 = \frac{\pi d_0^2}{4} \cdot 3,0 \cdot 3600 = 1600 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Случай 1. Температура воздуха на рабочем месте ниже температуры наружного воздуха. Свободный выбор  $x$ .

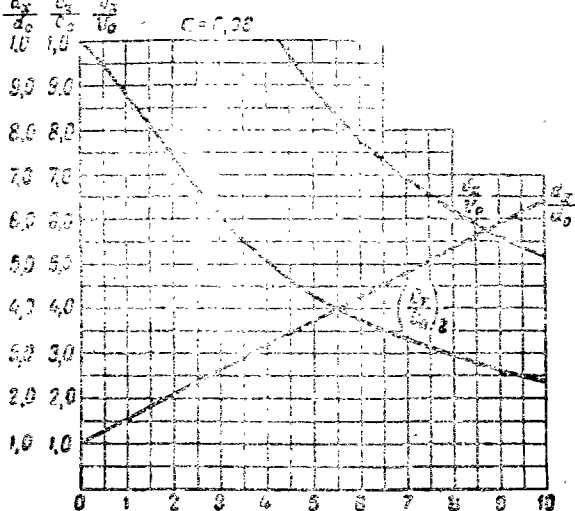


Рис. XII—10. График изменения скоростей и избыточных температур

Даны параметры струи на рабочем месте и в окружающем воздухе. Определить начальные параметры  $t_0$ ,  $c_0$ ,  $d_0$ ,  $x$  и  $L'_0$ .

Для этого задаемся числом калибров от трубы до рабочего места  $P$  (исходя из характера поля, его равномерности и т. д.).

Задавшись  $P$ , находим соответствующее ему для данного насадка

$$d_0 = \frac{v d_x}{P}$$

Кроме того, выбранному значению  $P$  соответствует определенное  $m$ :

$$m = \frac{c_x}{c_0} = \frac{t_{окр} - t_x}{t_{окр} - t_0}$$

$$c_0 = \frac{c_x}{m} \text{ и } t_0 = \frac{t_{окр}(m-1) + t_x}{m}$$

Расход воздуха

$$L'_0 = F \cdot c_0 \cdot 3600 \text{ м}^3/\text{час.}$$

**Пример.** Дано:  $t_n = 27^\circ$ ;  $t_{окр} = 32^\circ$ ;  $t_x = 25^\circ$ ;  $c_x = 2,5 \text{ м/сек}$  и  $D_x = 1,0 \text{ м}$ .

Найти:  $t_0$ ,  $c_0$ ,  $d_0$ ,  $x$  и  $L'_0$ .

Применяем патрубок с поворачивающимися лопатками. Предполагаем  $\frac{x}{d_9} = 4$ , тогда по рис. XII—22  $\frac{D_x}{d_9} = 2,5$ ;  $d_9 = \frac{1}{25} = 0,4$ . Такому значению  $d_9$  соответствует патрубок с поперечным сечением подводящей трубы  $330 \times 509$  мм.

При  $\frac{x}{d_9} = 4 \frac{c_x}{c_0} = 0,6$  (на ширине струи, равной  $\frac{d_x}{d_9} = 1,5$ , то есть

$$d_x = 0,4 \cdot 1,5 = 0,6 \text{ м,}$$

что можно признать вполне достаточным)

$$c_0 = \frac{2,5}{0,6} = 4,2 \text{ м/сек; } x = 4 \cdot 0,4 = 1,6 \text{ м;}$$

$$t_0 = \frac{32(-0,6) + 25}{0,4} = 14,5;$$

$$L'_0 = 0,33 \cdot 0,509 \cdot 4,2 \cdot 3600 = 2500 \text{ м}^3/\text{час.}$$

Случай 2. Задано расстояние между рабочим местом и насадком, остальные данные из предыдущего случая.

Предположим, расчетная температура наружного воздуха такова, что требуется его предварительное охлаждение. В соответствии с возможностями предполагаемого к установке воздухоохладителя (прежде всего необходимо посмотреть, нельзя ли охлаждение провести наиболее дешевым способом — посредством увлажнения) определяем начальную температуру  $t_0$ .

После этого вычисляем:

$$m = \frac{t_{окр} - t_x}{t_{окр} - t_0} = \frac{c_x}{c_0}.$$

Этому значению  $m$  соответствует определенное

$$n = \frac{x}{d_9} \text{ и } P = \frac{d_x}{d_9};$$

следовательно,

$$d_9 = \frac{x}{n} \text{ и } d_x = P d_9.$$

Если получившееся  $d_x$  равно или несколько более заданного, то вычисленные  $d_0$  признаются достаточными и дальше вычисляются  $c_0$  и  $L'_0$ .

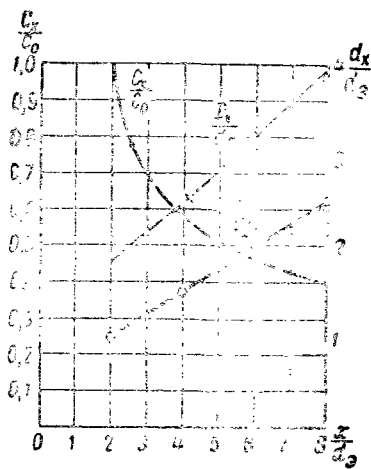


Рис. XII—11

Дано:  $x=2$  м;  $t_{окр}=30^\circ$ . Температура и относительная влажность наружного воздуха  $t_n=26^\circ$ ;  $\varphi_n=40\%$ . На рабочем месте необходимо иметь  $t_x=25^\circ$  при  $c_x=4$  м/сек.

Путем увлажнения можно получить воздух с температурой  $18^\circ$  и  $\varphi=90\%$ . Учитывая возможность подогрева воздуха по пути до выходного отверстия из патрубка с лопатками на  $2^\circ$ , будем иметь  $t_0=20^\circ$ .

Относительная избыточная температура и средняя скорость:

$$\frac{t_{окр} - t_x}{t_{окр} - t_0} = \frac{c_x}{c_0} = \frac{30 - 25}{30 - 20} = 0,5;$$

$$c_0 = \frac{4,0}{0,5} = 8 \text{ м/сек.}$$

Такому значению  $\frac{c_x}{c_0} = 0,5$  по графику (рис. XII—11) соответствует  $\frac{x}{d_s} = 5$ .

Тогда примерное значение  $d$  при  $x=2,0$  будет

$$d_s = \frac{2,0}{5,0} = 0,4 \text{ м.}$$

По табл. XII—2 этому значению  $d_s$  соответствует патрубок с сечением подводящей трубы  $330 \times 510$ ,  $d_s=0,4$  м.

Ширина потока в этом случае с однообразной средней температурой и скоростью  $\frac{d_x}{d_s} = 1,75$ , то есть  $0,4 \cdot 1,75 = 0,70$  м, но ширина струи с границами  $0,2 \frac{c_x}{c_0}$  составляет примерно  $\frac{D_x}{d_s} = 2,9 \cdot D_x = 2,9 \cdot 0,4 = 1,16$  м, что можно признать вполне достаточным. Стандартный патрубок с сечением  $260 \times 200$  и  $d_s = 0,314$  в этом случае оказался бы недостаточным.

Расход воздуха при  $c_0=8$  м/сек составит

$$L'_0 = 0,33 \times 0,51 \times 8 \times 3600 = 4850 \text{ м}^3/\text{час.}$$

К местной приточной вентиляции наряду с воздушными душами относятся так называемые воздушные оазисы. Под воздушными оазисами понимают некоторый (незамкнутый) объем помещения, в котором поддерживаются метеорологические условия, отличные от всего помещения. Для создания воздушного оазиса в общем зале выгораживают при помощи остекленных в верхней части ширм (высотой примерно 2 м от пола) некоторую площадь, определяемую размещением машин и рабочих мест. В это ограниченное с боков и открытое сверху пространство подается охлажденный воздух.

При достаточном количестве по всему периметру равномерно

размещенных приточных патрубков и подаче воздуха около пола удается затапливать выгороженное пространство воздухом более низкой температуры. При соответствующих объемах подаваемого воздуха и его начальной температуре можно достигнуть значительной разности температур воздуха в отгороженном пространстве и вне его.

Впервые такие оазисы осуществлены инж. И. К. Крыловым (Ленинградский институт охраны труда) в машинном зале ЦЭС у турбин.

## Глава XIII. ВОЗДУШНЫЕ ЗАВЕСЫ<sup>1</sup>

### § 56. Назначение воздушных завес

В холодное время года вследствие открывания ворот и дверей происходит выхолаживание цехов, даже имеющих весьма значительные избытки тепла. Под влиянием гравитационных сил и ветра через ворота и двери врываются громадные массы холодного воздуха и как более тяжелые затапливают пол и нижнюю зону помещения.

Как показывают исследования, потери тепла зданием вследствие врывания холодного воздуха через открытые ворота, в зависимости от размера ворот и скорости врывания, исчисляются многими тысячами килокалорий в минуту. Покрыть эти потери

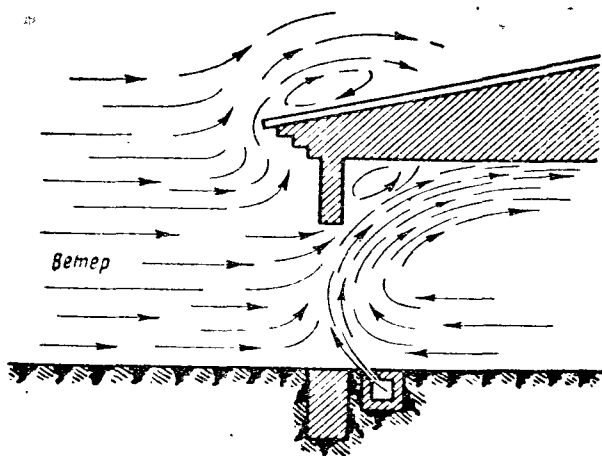


Рис. XIII—1. Воздушная завеса в воротах

<sup>1</sup> Батурин В. В., Шепелев И. А. Расчет воздушных завес // Отопление и вентиляция. — 1936. — № 5.

Батурин В. В., Шепелев И. А. Результаты испытания воздушных завес // Отопление и вентиляция. — 1939. — № 7.

Батурин В. В. Проектирование воздушных завес. — М.: Профиздат, 1941.

Эльтерман В. М. Воздушные завесы. — М.: Машгиз, 1961.

последством отопления неэкономично, да и без отставания во времени практически невозможно.

Чтобы уменьшить или даже вовсе преградить проникновение холодного воздуха в помещение, применяют воздушную завесу.

Воздушная завеса может полностью отклонить поток холодного воздуха от ворот или только часть его пропустить в помещение (рис. XIII—1).

Достигается это путем воздействия на естественный поток принудительной струей воздуха. Поэтому сущность происходящих здесь явлений сводится к взаимодействию двух потоков. Вне этого взаимодействия никакой воздушной завесы нет, а есть просто плоская струя.

## § 57. Расчет воздушных завес

Воздушные завесы впервые были предложены автором взамен существовавших так называемых тепловых завес, которые предназначались для обогрева всего количества прорывающегося в цех воздуха. Поскольку нагретый воздух в этих случаях выпускался из отдельных отверстий сбоку и параллельно плоскости ворот, он не мог сколько-нибудь существенно препятствовать проникновению холодного воздуха и нагреть его.

Воздушная завеса осуществляется в виде сравнительно узкой (по толщине) струи, выпускаемой снизу или сбоку ворот из прямоугольного отверстия (щели) во всю ширину или высоту проема, под некоторым углом навстречу набегающему естественному потоку. В таком виде завеса представляет известное препятствие для проникновения наружного холодного воздуха в цех, уменьшает его количество и тем самым делает реально возможным его подогрев, а иногда позволяет и обходиться вовсе без подогрева за счет того, что воздух для завесы берется внутри цеха из верхних, более теплых слоев, а пропускаемый в цех может быть отклонен вверх.

Расчет воздушных завес впервые был опубликован автором совместно с И. А. Шепелевым.

Задача решалась известным в аэродинамике методом наложения потоков—методом геометрического сложения скоростей струи со скоростями набегающего потока.

Задача рассматривалась как плоская, предполагалось, что в каждом поперечном сечении струи, перпендикулярном к щели, повторяется одна и та же геометрическая картина.

Этим делалось допущение, что скорость набегающего потока зависит только от вертикальной координаты, следовательно, не учитывалась деформация потока воротами. На основании этих расчетов было осуществлено на наших заводах немало воздушных завес, которые достаточно эффективно работают до настоящего времени.

Несмотря на несовершенство этой теории, на неправомочность геометрического сложения скоростей, был получен совершенно

правильный вывод, что эффект воздушной завесы решает соотношение количества движения струи завесы и набегающего на ворота потока. Этот вывод был подтвержден опытами. Эффективность завесы будет оставаться неизменной, если  $\frac{u^2 b}{v_0^2} = \text{const}$ .

Затем расчет воздушных завес был несколько усовершенствован И. А. Шепелевым<sup>1</sup>.

Это усовершенствование состояло в том, что рассматривалась струя с присущим ей спектром распределения скоростей, в то время как в прежнем расчете вместо струи рассматривалась ее ось. В дальнейшем расчет был доработан на основе обобщения опытов, производившихся с моделью. Во время опытов устанавливалась определенная скорость в проеме ворот, измерялись расход воздуха, проходящего через ворота при бездействии завесы, и разрежение в модели. При пуске воздушной завесы вследствие ее шиберующего действия разрежение модели увеличивалось. Путем дросселирования (на выхлопе вентилятора) разрежение в модели доводилось до прежнего показания, и тогда вновь измерялось количество воздуха, проходящего через модель. Разница между расходами принималась как количество воздуха, которое задерживается при действии воздушной завесы. Предположение, что изменением давления при действии воздушной завесы можно пренебречь, не оправдалось. Это удалось показать В. М. Эльтерману, который решал задачу о воздушной завесе при помощи теоремы о количестве движения.

Расчет, предложенный В. М. Эльтерманом, изложен дальше, а ниже в методических целях проводится краткое изложение расчета, полученного И. А. Шепелевым при помощи функций тока, как приема, который может быть применен при решении других задач вентиляции.

Если известны уравнения линий тока двух потоков:  $\psi_1$  и  $\psi_2$ , то линии тока результирующего потока  $\psi$  будут

$$\psi = \psi_1 + \psi_2.$$

Уравнение линий тока набегающего потока<sup>2</sup>:

$$\psi_1 = \int_0^x v dx.$$

Уравнение линий тока плоской наклонной струи:

$$\psi_2 = \frac{\sqrt{3}}{2} u_0 \sqrt{\frac{abx}{\cos \alpha}} \operatorname{th} \frac{\cos^2 \alpha}{ax} (y - x \operatorname{tg} \alpha),$$

где  $u_0$  — начальная скорость струи;

$v$  — скорость набегающего потока;

<sup>1</sup> Шепелев И. А. Воздушные завесы. — М.: Изд. Бюро новой техники, 1947.

<sup>2</sup> Ось  $X$  направлена вверх, ось  $Y$  — влево.

$b$  — начальная ширина струи (сопла);

$a$  — коэффициент струи;

$\alpha$  — угол с осью  $x$ -ов;

$th$  — гиперболический тангенс.

Уравнение линий тока результирующего потока:

$$\psi = \psi_1 + \psi_2 = \int v dx + \frac{\sqrt{3}}{2} u_0 \sqrt{\frac{abx}{\cos \alpha}} th \frac{\cos^2 \alpha}{ax} (y - x \operatorname{tg} \alpha).$$

Поток, пересекающий ось  $ox$  (плоскость ворот), определяется условием  $y=0$ , тогда

$$\psi_x = \int_0^x v dx - \frac{\sqrt{3}}{2} u_0 \sqrt{\frac{abx}{\cos \alpha}} th \frac{\sin \alpha \cos \alpha}{a}.$$

Обозначив выражение, зависящее от угла  $\alpha$  и коэффициента  $a$ , через  $\varphi$ :

$$\varphi = \frac{\sqrt{3}}{2} \sqrt{\frac{d}{\cos \alpha}} th \frac{\sin \alpha \cos \alpha}{a},$$

получим

$$\psi = \int_0^x v dx - \varphi u_0 \sqrt{bx}.$$

Поток, пересекающий ось  $ox$  в пределах от  $x=0$  до  $x=H$  ( $H$  — высота ворот),

$$\psi_H = \int_0^H v dx - \varphi u_0 \sqrt{bH}, \quad (1)$$

где

$\psi_H$  — характеризует собой поток воздуха, проходящий через 1 пог. м ширины ворот при действии воздушной завесы. Этот поток составляется из объема воздуха струи  $L'_0$  и проникающего наружного воздуха  $L'_{нар}$ :

$$\psi_H = L'_{нар} + L'_0;$$

$\int_0^H v dx = L'_{вор}$  — количество воздуха, проникающего через

1 пог. м ширины ворот (высотой  $H$ ) при бездействии завесы;

$u_0 b = L'_0$  — количество воздуха, выпускаемого через 1 пог. м щели, расположенной внизу ворот:



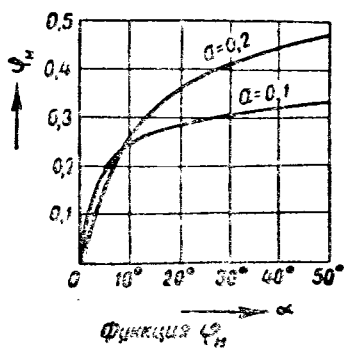


Рис. XIII—2

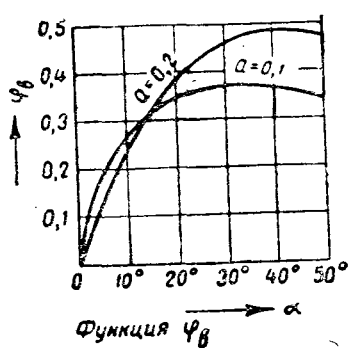


Рис. XIII—3

$$L'_{нар} = L'_{вор} - L'_0 \left( \varphi \sqrt{\frac{H}{b} + 1} \right). \quad (2)$$

Для завес, расположенных сбоку ворот,

$$L'_{нар} = L'_{вор} - L'_0 \left( \varphi \sqrt{\frac{B}{b} + 1} \right). \quad (2')$$

Дальнобойность завесы получим из выражения (1) при  $\psi=0$  (для  $v_0 = \text{const}$ )

$$\frac{h}{b} = \varphi^2 \frac{u_0^2}{v_0^2}. \quad (3)$$

Вычисленные значения функций  $\varphi$  для завес, расположенных снизу  $\varphi_n$  и сбоку ворот  $\varphi_b$ , приводятся на графиках рис. XIII—2, XIII—3.

Как уже сказано, воздушная завеса служит некоторым препятствием для проникновения наружного воздуха в цех. Ее можно рассматривать как фиктивный жесткий шибер (условно считая, что скорость в открытой части ворот остается при этом неизменной  $v_0$ ), тогда

$$L'_{нар} = v_0 (H - h_0),$$

где  $h_0$  — условная высота шибера завесы:

$$\frac{h_0}{H} = \frac{L'_{вор} - L'_{нар}}{L'_{вор}},$$

или

$$\frac{L'_{нар}}{L'_{вор}} = 1 - \frac{h_0}{H}.$$

Ниже приводится расчет, предложенный В. М. Эльтерманом.

Воздух проникает в ворота так же, как и через другие проемы, вследствие разности давления по обе стороны ворот. В общем случае это происходит вследствие разности плотностей, действия ветра и механической вентиляции.

Рассматриваем воздушную завесу как воздушный шибер-дрессель, который в зависимости от степени препятствия для проникновения холодного воздуха в ворота создает известное гидравлическое сопротивление входу. Это сопротивление может быть выражено или коэффициентом сопротивления  $\zeta$  или коэффициентом расхода  $\mu$ :

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\zeta}}.$$

Зная коэффициент расхода воздуха через ворота, защищенные завесой, можно определить количество воздуха, проходящего в ворота, или найти необходимые данные для расчета воздушной завесы (ширину щели, угол между осью вытекающей струи и плоскостью ворот и расход воздуха на завесу).

Для определения коэффициента расхода воздуха через ворота при действии завесы применена теорема о количестве движения; ценность ее заключается в том, что она дает возможность получать представление о физическом явлении единственно из знания состояния на пограничной поверхности определенной области, без знания в отдельности явлений, происходящих внутри рассматриваемой области, без понимания «механизма» явления. Рассматривается случай воздействия только гравитационных

сил.

Проводится контрольная поверхность  $AB\Gamma DКМН$  (рис. XIII—4) так, чтобы она проходила снаружи здания на таком расстоянии от ворот, где скорости движения воздуха столь малы, что их можно считать равными нулю (без учета действия ветра), а внутри здания — через сжатое сечение струи воздуха, проходящего через ворота.

Количество движения по плоскости  $AB$  равно нулю; на плоскости  $ДК$  —  $F_v \psi v^2 \cos \varphi$ ; на пло-

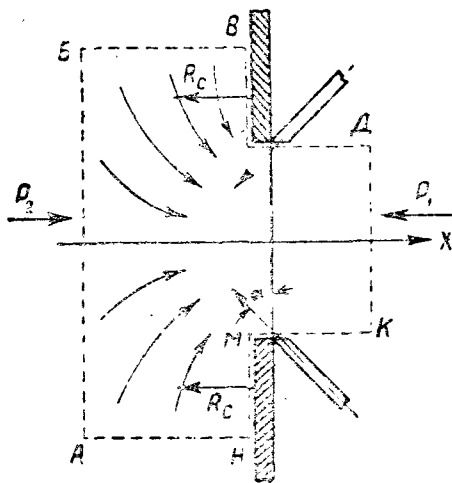


Рис. XIII—4

скости  $MK$  (при двусторонней завесе и на плоскости  $\Gamma D$ ) —  $F_{ш} v_3 \rho_3 \sin \alpha$  (знак минус, так как проекция скорости направлена навстречу оси  $x$ ). Действующие силы: сила давления на плоскости  $AB$ , площадью  $F$ , равная  $FP_2$ , сила реакции стен  $BГ$  и  $MН$  ( $F - F_0$ ) и сила давления на плоскости  $DK$  —  $F_0 P_1$ .

Реакция горизонтальной поверхности (земли) и объемные силы не учитываются, так как проекции этих сил на ось  $x$  равны нулю.

Приравнивая приращения количеств движения действующим силам и пренебрегая силами трения, получаем следующее уравнение:

$$F_0 \mu \psi v_{сж}^2 \rho_{сж} \cos \theta + F_{ш} v_3 \rho_3 \sin \alpha = P_2 F - R(F - F_0) - P_1 F_0. \quad (1)$$

В этом уравнении:

$F_0$  — площадь ворот;

$F_{ш}$  — суммарная площадь щелей для выхода струи завесы;

$F$  — площадь плоскости  $AB$ ;

$\varphi$  — коэффициент расхода воздуха через ворота, защищенные завесой;

$\psi$  — поправочный коэффициент на количество движения при неравномерном поле скоростей;

$v_{сж}$  — средняя скорость в сжатом сечении над воротами;

$v_3$  — начальная скорость выхода из щели воздушной завесы;

$\rho_3$  — плотность воздуха, выходящего из щели завесы;

$\rho_{сж}$  — плотность смеси воздуха завесы и наружного;

$R$  — среднее реактивное давление стены в пределах плоскостей  $BГ$  и  $M$ ;

$\alpha$  — угол между начальным направлением струи и плоскостью ворот;

$\theta$  — угол между направлением вектора  $v_{сж}$  и осью  $x$ .

Далее учитываем, что входящее в первый член уравнения произведение  $\psi \cos \theta \approx 1$ .

Уравнение Бернулли для сечений  $AB$  и  $DK$ :

$$P_2 = P_1 + \frac{v_{сж}^2}{2} \rho_{сж} (\varphi + \zeta_{сж}), \quad (2)$$

где  $\varphi$  — коэффициент, учитывающий неравномерность поля скоростей;

$\zeta_{сж}$  — коэффициент, учитывающий потерю энергии при смешении потоков наружного воздуха и воздуха завесы.

Решая совместно уравнения (1) и (2) и поделив обе части равенства на  $F_0 v_{сж}^2 \rho_{сж}$ , получим

$$\mu + \frac{F_{ш} v_3 \rho_3}{F_0 v_{сж}^2 \rho_{сж}} \sin \alpha = \frac{\varphi + \zeta_{сж}}{2} + \frac{P_2 - R}{F_0 v_{сж}^2 \rho_{сж}} (F - F_0). \quad (3)$$

Величины  $\varphi$ ,  $\zeta_{сж}$ ,  $R$  определяются опытным путем.

Сумма членов правой части уравнения (3), которую обозначим буквой  $\Pi$ , легко находится для случая бездействия завесы при  $v_3=0$ . Тогда  $\Pi=\mu_0$  ( $\mu_0$  — коэффициент расхода при бездействии завесы, принимается равным 0,8).

Опытным путем установлено, что сумма членов правой части уравнения (3), обозначенная буквой  $\Pi$ , изменяется в зависимости от  $q = \frac{G_3}{G_{np}}$  от  $\Pi=0,8$  при  $q=0$  до  $\Pi=0,7$  при  $q=1$ . Таким образом, представилась возможность принять значение  $\Pi \approx 0,8$ . Тогда уравнение (3) примет следующий вид:

$$\mu - \frac{F_{ц}}{F_в} \frac{v_3^2}{v_{сж}^2} \frac{\gamma_3}{\gamma_{см}} \sin \alpha - \mu_0 = 0, \quad (4)$$

где  $\gamma_3$  — объемный вес воздуха завесы;

$\gamma_{см}$  — объемный вес смеси наружного воздуха и завесы.

Умножая и деля второй член уравнения (4) на  $\frac{F_{ц} \gamma_3}{F_в \gamma_{см}} \mu^2$ , получим

$$\frac{F_{ц}^2 v_3^2 \gamma_3^2}{F_в^2 \mu^2 v_{сж}^2 \gamma_{см}^2} \mu^2 \frac{F_в \gamma_{см}}{F_{ц} \gamma_3} \sin \alpha + \mu - \mu_0 = 0.$$

Первый множитель представляет  $q^2$ . Тогда

$$q^2 \mu^2 \frac{F_в \gamma_{см}}{F_{ц} \gamma_3} \sin \alpha + \mu - \mu_0 = 0. \quad (5)$$

Решая уравнение (5) относительно  $\mu$  и беря только положительное значение корня, получим

$$\mu = \frac{\sqrt{1 + 4 \mu_0 q^2 D} - 1}{2 q^2 D}, \quad (6)$$

где  $D = \frac{F_в \gamma_{см}}{F_{ц} \gamma_3} \sin \alpha$ .

Решая же уравнение (5) относительно  $q$ , будем иметь

$$q = \frac{1}{\mu} \sqrt{\frac{\mu_0 - \mu}{\frac{F_в \gamma_{см}}{F_{ц} \gamma_3} \sin \alpha}} = \frac{1}{\mu} \sqrt{\frac{\mu_0 - \mu}{D}}. \quad (7)$$

Анализируя формулы (6) и (7), можно получить следующие зависимости:

1. Расход воздуха на завесу обратно пропорционален корню квадратному из  $D$ :

$$q = \frac{L_3}{L_{np}} \sim \frac{1}{\sqrt{D}}.$$

и так как  $D$  состоит из трех сомножителей, то следует

$$q \sim \sqrt{\frac{F_{щ}}{F_в}}$$

то есть чем больше относительная площадь щели, тем больше воздуха нужно подавать в завесу для получения того же эффекта.

Необходимый расход воздуха возрастает пропорционально  $\sqrt{\frac{F_{щ}}{F_в}}$ .

По расчетам В. М. Эльтермана оптимальный угол  $\alpha$  получается равным  $90^\circ$ . Однако нужно иметь в виду, что при устройстве нижних завес при  $\alpha > 45^\circ$  происходит налипание струи завесы на землю и эффект завесы сводится практически к нулю. В боковых завесах следует опасаться налипания струи на полотнища открытых ворот.

Для расчета воздушных завес приводятся табл. XIII—1 и XIII—2.

Пользуясь таблицей, расчет воздушной завесы производят в таком порядке.

1. Задаются углом  $\alpha$  между начальным направлением струи и плоскостью проема ворот, относительным расходом воздуха на завесу  $q = \frac{L_з}{L_{нр}}$ , относительной шириной щели  $\frac{F_{щ}}{F_в}$ .

Подсчитывается ширина щели:

$$b = H : \frac{F_в}{F_{щ}}$$

2. По  $q$ ,  $\alpha$  и  $\frac{F_{щ}}{F_в}$ , пользуясь таблицей, определяется величина  $\mu$ .

3. Для определения количества прорывающегося воздуха необходимо знать величину скорости врывания воздуха  $v$ , так как

$$L_{нр} = F_в \mu v.$$

Величина  $v$  определяется так же, как при расчетах аэрации, или берется по опытным данным.

Определив  $L_{нр}$ , подсчитывают расход воздуха на завесу:

$$L_з = q L_{нр}.$$

*Некоторые пояснения к порядку расчета воздушных завес*

При выборе типа завесы предпочтение следует отдавать нижней завесе, лучшие температурные условия в цехе вблизи ворот получаются в этом случае.

Коэффициент расхода воздуха  $\mu$  через ворота при действии односторонних и двусторонних завес  $\mu_0=0,8$ 

$q = \frac{L_s}{L_{пр}}$	Односторонняя завеса					Двусторонняя завеса				
	1/40	1/30	1/20	1/15	1/10	1/40	1/30	1/20	1/15	1/10
			$\frac{F_{ц}}{F_6} = \frac{b}{H}$					$\frac{F_{ц}}{F_6} = \frac{2b}{B}$		
Угол выпуска струи завесы 30° к плоскости ворот										
0,5	0,309	0,349	0,349	0,430	0,497	0,309	0,349	0,394	0,430	0,497
0,6	0,267	0,302	0,353	0,384	0,438	0,276	0,302	0,353	0,384	0,438
0,7	0,231	0,265	0,312	0,350	0,397	0,251	0,276	0,312	0,350	0,397
0,8	0,210	0,233	0,282	0,316	0,368	0,231	0,252	0,282	0,316	0,368
0,9	0,188	0,214	0,253	0,289	0,339	0,211	0,234	0,267	0,289	0,339
1	0,171	0,198	0,229	0,261	0,316	0,198	0,218	0,249	0,273	0,316
Угол выпуска струи завесы 45° к плоскости ворот										
0,5	0,270	0,293	0,356	0,388	0,449	0,278	0,298	0,356	0,388	0,449
0,6	0,228	0,260	0,310	0,348	0,399	0,253	0,273	0,310	0,348	0,399
0,7	0,193	0,226	0,271	0,307	0,365	0,224	0,247	0,278	0,307	0,365
0,8	0,180	0,205	0,236	0,274	0,330	0,205	0,226	0,257	0,279	0,330
0,9	0,163	0,183	0,219	0,245	0,302	0,191	0,209	0,241	0,265	0,302
1	0,150	0,168	0,202	0,224	0,277	0,181	0,194	0,222	0,244	0,281
Угол выпуска струи завесы 60° к плоскости ворот										
0,5	0,245	0,280	0,329	0,365	0,413	0,263	0,283	0,329	0,365	0,413
0,6	0,195	0,234	0,284	0,318	0,370	0,232	0,254	0,284	0,318	0,370
0,7	0,183	0,210	0,246	0,283	0,332	0,209	0,231	0,266	0,283	0,332
0,8	0,165	0,185	0,220	0,250	0,299	0,192	0,211	0,241	0,267	0,299
0,9	0,151	0,168	0,203	0,225	0,271	0,182	0,195	0,223	0,245	0,278
1	0,138	0,155	0,181	0,209	0,245	0,169	0,188	0,209	0,228	0,266

Коэффициенты расхода воздуха  $\mu$  через ворота при действии односторонних и двусторонних завес  $\mu_0=0,64$ 

$q = \frac{L_s}{L_{np}}$	Односторонняя завеса					Двусторонняя завеса				
	$\frac{F_{из}}{F_c} = \frac{\sigma}{H_0}$					$\frac{F_{из}}{F_0} = \frac{2\theta}{B}$				
	1/40	1/30	1/20	1/15	1/10	1/40	1/30	1/20	1/15	1/10
Угол выпуска струи завесы 30° к плотности ворот										
0,5	0,269	0,300	0,338	0,367	0,425	0,269	0,300	0,337	0,367	0,425
0,6	0,232	0,263	0,303	0,330	0,375	0,240	0,263	0,303	0,330	0,375
0,7	0,203	0,230	0,272	0,301	0,341	0,221	0,240	0,272	0,301	0,341
0,8	0,185	0,205	0,245	0,275	0,316	0,203	0,222	0,245	0,275	0,316
0,9	0,166	0,188	0,220	0,251	0,295	0,187	0,206	0,232	0,251	0,295
1	0,151	0,174	0,202	0,227	0,275	0,175	0,192	0,219	0,237	0,275
Угол выпуска струи завесы 45° к плоскости ворот										
0,5	0,235	0,265	0,306	0,333	0,384	0,242	0,269	0,306	0,333	0,384
0,6	0,201	0,226	0,270	0,299	0,343	0,223	0,237	0,270	0,299	0,343
0,7	0,170	0,199	0,236	0,267	0,314	0,197	0,217	0,242	0,267	0,314
0,8	0,159	0,181	0,208	0,238	0,287	0,182	0,199	0,226	0,243	0,287
0,9	0,144	0,162	0,193	0,213	0,263	0,169	0,185	0,212	0,230	0,263
1	0,133	0,149	0,178	0,197	0,241	0,160	0,172	0,195	0,215	0,244
Угол выпуска струи завесы 60° к плоскости ворот										
0,5	0,213	0,244	0,286	0,314	0,353	0,229	0,246	0,286	0,314	0,353
0,6	0,172	0,206	0,247	0,277	0,318	0,204	0,224	0,247	0,277	0,318
0,7	0,162	0,185	0,214	0,246	0,289	0,185	0,203	0,231	0,246	0,289
0,8	0,146	0,164	0,194	0,217	0,260	0,170	0,187	0,212	0,232	0,260
0,9	0,134	0,149	0,179	0,198	0,236	0,161	0,173	0,196	0,216	0,242
1	0,122	0,137	0,160	0,184	0,213	0,150	0,166	0,185	0,201	0,231

Угол  $\alpha$  для нижних завес выбирается не более  $40-45^\circ$  из-за опасности налипания струи завесы на поверхность пола.

Величиной  $q = \frac{L_3}{L_3 + L_n} = \frac{L_3}{L_{np}}$  задаются от 0,6 до 1. При заборе воздуха из помещения не рекомендуется давать значения  $q > 1$ , так как это может привести к выбрасыванию значительного количества воздуха помещения наружу. Количеством воздуха, забираемым из цеха  $L_3$ , можно в известной мере регулировать температуру смеси в  $L_{np}$ .

Относительную ширину щели  $\frac{F_{щ}}{F_b}$  обычно берут  $1/20-1/30$ . Чем больше относительная ширина щели, тем больше расход воздуха в завесе. Однако нужно иметь в виду, что расход электроэнергии пропорционален начальной скорости завесы в кубе.

*Ориентировочное определение температуры воздуха, проникающего в цех, при действии воздушной завесы*

Температура воздуха, проникающего в цех, зависит от вида завесы (боковая или нижняя) и от того, как завеса перекрывает проем.

Для односторонних завес в цех пропускается начальное количество воздуха в завесе плюс присоединившаяся масса воздуха на пути до верхней кромки ворот.

Обозначим: начальное количество воздуха завесы —  $L_3$ ; количество воздуха, движущегося в завесе при входе в ворота —  $L_{cмр}$  (оно состоит из начального количества воздуха и присоединившегося по пути).

Воздух для завес обычно берется из цеха в количестве  $L_3$  и в случае необходимости подогревается с  $t_b$  до  $t_3$ . Присоединившееся по пути количество воздуха можно приблизительно считать состоящим поровну из воздуха помещения  $L_b$  и наружного воздуха  $L_n$ :

$L_n = \frac{L_{cмр} - L_3}{2}$  с температурой  $t_n$  и  $L_b = \frac{L_{cмр} - L_3}{2}$  с температурой  $t_b$ .

Количественно они равны:  $L_n = L_b$ . Количество свободно проникающего воздуха  $L_{np}$ , его температура  $t_n$ ; температуру смеси определяем из уравнения теплового баланса:

$$L_{np}t_n + L_3t_3 + L_b(t_b + t_n) = (L_{np} + L_{cмр})t_{cм},$$

откуда

$$t_{cм} = \frac{L_{np}t_n + L_3t_3 + L_b(t_b + t_n)}{L_{np} + L_{cмр}}$$

или, решая относительно  $t_3$ , получим:

$$t_3 = \frac{(L_{np} + L_{cмр})t_{cм} - L_{np}t_n - L_b(t_b + t_n)}{L_3}.$$



Для случая, когда  $L_{np}=0$ ,

$$t_3 = \frac{L_{cnp} t_{cm} - L_b (t_b + t_n)}{L_3}.$$

Общее количество воздуха в завесе на пути при входе в ворота можно определять по формуле плоской струи на 1 пог. м щели шириной 2 в:

$$L_{cnp} = 1,69 L_3 \sqrt{\frac{aS}{b} + 0,2} \approx 0,375 L_3 \sqrt{\frac{S}{b}}.$$

**Пример.** Рассчитать воздушную завесу для здания механического цеха.

Размеры ворот: ширина  $B=4$  м, высота  $H=3$  м. Ворота раздвижные. Входные кромки ворот округлены ( $m=0,8$ ). Суммарная длина притворов в фонаре 700 м. Фонари имеют одинарные металлические рамы. Суммарная длина притворов в окнах 1 200 м. В окна вставлены двойные деревянные рамы. В цехе имеются (кроме указанных выше) двое запасных ворот, которые обычно закрыты. Длина притворов ворот 40 м. Расстояние от середины створов в фонаре 5 м. Здание защищено от действия ветра. Тепловыделения в цехе незначительны. Температура воздуха в рабочей зоне в цехе  $16^\circ$ . Температура воздуха у перекрытия цеха  $18^\circ$  ( $\gamma_{vx}=1,213$  кг/м<sup>3</sup>). Средняя температура по высоте цеха  $17^\circ$  ( $\gamma_b=1,217$  кг/м<sup>3</sup>). Расчетная наружная температура  $-20^\circ$  ( $\gamma_n=1,396$  кг/м<sup>3</sup>). Объем приточной механической вентиляции соответствует объему вытяжной механической вентиляции. В районе ворот рабочих мест нет. Необходимая температура смеси воздуха, входящего в ворота,  $t_{cm}=5^\circ$  ( $\gamma_{cm}=1,27$  кг/м<sup>3</sup>).

**Решение:**

Устраняется нижняя односторонняя завеса, принимается угол  $\alpha=30^\circ$ ; величина  $q = \frac{L_3}{L_{np}} = 1$ ; относительная площадь щелей

$\frac{F_{щ}}{F_8} \frac{1}{20}$ , откуда ширина щели

$$b = \frac{H}{20} = \frac{3}{20} = 0,15 \text{ м.}$$

1. Определяем площади щелей в притворах окон и створок фонарей, беря необходимые данные из табл. XIII—3 и XIII—4.

$$(\mu F)_{прит} = 1\,200 \cdot 0,002 + 40 \cdot 0,01 = 2,8 \text{ м}^2;$$

$$(\mu F)_{выт} = 700 \cdot 0,004 = 2,8 \text{ м}^2.$$

2. Находим высоту расположения нейтральной зоны по формуле

Деревянные рамы				Металлические рамы				Двери и ворота
одинарные		двойные		одинарные		двойные		
окна в рабочей зоне	в верхнем свете и в фонарях	окна в рабочей зоне	в верхнем свете и в фонарях	окна в рабочей зоне	в верхнем свете и в фонарях	окна в рабочей зоне	в верхнем свете и в фонарях	
0,003	0,005	0,002	0,003	0,002	0,004	0,0012	0,0025	0,010

## Примечания:

1. Большие значения площадей щелей в фонарях и верхнем свете по сравнению с окнами в рабочей зоне приняты исходя из того, что последние обычно более тщательно закрываются на зиму, чем первые.

2. Как показал опыт, для существующих зданий с плохим состоянием рам в окнах и фонарях величины, приведенные в табл., нужно увеличивать в 1,5—2 раза.

3. Без большой погрешности для упрощения расчетов можно не учитывать щелей в окнах, расположенных вблизи нейтральной зоны.

Таблица XIII—4

Коэффициенты сопротивления  $\zeta$  и расхода воздуха  $\mu$  для наиболее распространенных типов фонарей и других отверстий

Тип отверстия	$\zeta$	$\mu$
П-образный фонарь с открытием створок:		
на 70°	5,8	0,42
на 35°	11,5	0,3
Фонарь КТИС	4,3	0,48
Приточные окна с одинарными среднеподвесными створками, открытыми:		
на 60°	3,2	0,56
на 30°	13,6	0,27
Приточные окна с двойными створками на верхнем и нижнем подвесах, открытые на угол:		
60°	3,6	0,53
30°	9,8	0,32
15°	31,0	0,18
Проемы в стенах:		
с острыми кромками	2,4	0,64
со скругленными кромками	1,55	0,80

$$h_{н.з.} = \frac{h}{\left[ \frac{(\mu F)_{прит}}{(\mu F)_{выт}} \right]^2 \frac{\gamma_n}{\gamma_{ух}} + 1} = \frac{5}{\left( \frac{2,8}{2,8} \right)^2 \frac{1,393}{1,213} + 1} = 2,32 \text{ м,}$$

что больше  $\frac{H_n}{2} = 1,5 \text{ м.}$

3. Пользуясь табл. XIII—1, по заданным  $q=1$ ,  $\alpha=30^\circ$ ,  $\frac{F_{ш}}{F_8} = \frac{1}{20}$  определяем для односторонней завесы коэффициент расхода:  $\mu=0,229$ .

4. Определяем количество воздуха, проходящего через ворота при действии завесы, по формуле

$$L_{np} = F_{вп} \sqrt{2gh_{н.з} (\gamma_n - \gamma_{вн}) \gamma_{см}} = 12 \cdot 0,229 [19,62 \cdot 2,32 \times (1,396 - 1,217) 1,27]^{1/2} = 8,81 \text{ кг/сек} = 31\,700 \text{ кг/час.}$$

5. Необходимое количество воздуха, подаваемое в завесу:

$$L_3 = qL_{np} = 31\,700 \text{ кг/час или } 26\,000 \text{ м}^3/\text{час}$$

при  $t_3 = 18^\circ$ .

6. Воздух для завесы забирается из верхней зоны помещения с температурой  $18^\circ$ . Определим среднюю температуру воздуха, с которой он будет входить в цех.

Предварительно найдем по формуле длину пути струи:

$$S = \frac{0,01745 H_{вз}^2}{\sin \alpha} = \frac{0,01745 \cdot 3 \cdot 30}{0,5} = 3,13 \text{ м.}$$

Воздуховыпускная щель имеет плавный вход и длину обрамляющих стенок  $5, в$ . Для данного случая коэффициент турбулентности может быть принят  $a = 0,15$ .

Величина  $\beta$  будет равна

$$\beta = 1,69 \sqrt{\frac{aS}{b} + 0,2} = 1,69 \sqrt{\frac{0,15 \cdot 3,13}{0,15} + 0,2} = 3,08.$$

По формуле находим, что температура смеси

$$t_{см} = \frac{t_n + t_{вн}}{2} \left(1 - \frac{1}{\beta}\right) + \frac{t_3}{\beta} = \frac{-20 + 17}{2} \left(1 - \frac{1}{3,08}\right) + \frac{18}{3,08} = 4,8^\circ.$$

Интересно отметить, что при устройстве в данном случае боковых завес, для того чтобы иметь  $t_{см} = 16 - 7 = 9^\circ$ , потребовался бы подогрев воздуха, подаваемого в завесу. Необходимая температура воздуха, подаваемого в завесу, была бы в этом случае

$$t_3 = t_{см} \beta - \frac{t_n + t_{вн}}{2} (\beta - 1) = 9 \cdot 3,08 - \frac{-20 + 17}{2} (3,08 - 1) = 30,8^\circ.$$

Таким образом, в случае двусторонней завесы воздух должен быть подогрет в специально установленном калорифере от  $18$  до  $30,8^\circ$ , на что было бы затрачено количество тепла при минимальной температуре наружного воздуха

$$Q_{в.з} = 31\,700 \cdot 0,24 (30,8 - 18) = 97\,000 \text{ ккал/час.}$$

Кроме этого, тепломощность системы отопления цеха должна быть увеличена на количество тепла, необходимое для нагрева

входящей смеси воздуха от 9 до 16°, на что дополнительно потребуется расход тепла

$$Q_{от} = 31\,700 \cdot 0,24 (16 - 9) = 53\,000 \text{ ккал/час.}$$

Итого весь расход тепла составит 150 000 ккал/час.

В то же время при устройстве нижней завесы без подогрева воздуха дополнительный расход тепла, который должен быть покрыт системой отопления, составит

$$Q_{от} = 31\,700 \cdot 0,24 (16 - 4,8) = 85\,000 \text{ ккал/час.}$$

Таким образом, при нижней завесе расход тепла в данном случае в 1,7 раза меньше. Поэтому, когда нет особых возражений, необходимо устраивать нижние завесы.

При отсутствии тамбура, когда дополнительный подогрев воздуха, за счет забираемого для завесы из помещения, ведет к значительным потерям тепла и поэтому его не рекомендуется устраивать, обеспечить необходимые метеорологические условия в цехе около ворот без дополнительного подогрева воздуха большей частью можно только нижней завесой.

Некоторые данные по испытанию воздушных завес в натуре приводятся в табл. XIII—5.

Таблица XIII—5

Вид завесы	Размеры ворот		Щель, завесы, м	$t_0$ нар	Ветер, врывающийся без завесы		$\alpha$ , °	Завеса		Прорыв ветра при действии завесы
	высота	ширина			начальная скорость	расход воздуха				
	$h$ , м	$B$ , м						$u_{cp}$ , м/сек	$L_0$ , кг/час	$u_0$ , м/сек
1. Нижняя	3,8	2,8	0,1	0	2,58	129 000	—	14,5	17 300	64 000
2. »	2,2	2,0	0,05	—1	3,88	80 000	59	14,2	5 400	50 600
3. »	4,0	3,9	2×0,18 1×0,06	—3	2,90	208 000	11	11,0	23 000	103 000
4. Боковая двусторонняя	2,75	3,7	2×0,09	0	2,60	128 000	26	15,6 16,4	31 000	60 000
5. Боковая односторонняя	2,75	3,7	0,09	0	2,60	128 000	26	22	22 000	58 500

В табл. XIII—5 под п. 3 даны результаты наших испытаний воздушной завесы, устроенной у ворот вагонного депо метрополитена имени В. И. Ленина. Здесь за счет очень небольшого количества воздуха завесы (всего 19% врывающегося без завесы) уменьшается количество проникающего наружного воздуха на 50%.

Такой эффект больше обычно наблюдаемых. Обуславливается это весьма равномерным скоростным полем при истечении струи из щелей. Скорость воздуха в канале, подводящем воздух к щелям завесы, не превышает 3 м/сек. Вследствие этого истечение происходит почти исключительно за счет статического давления.

В применяемых обычно воздухопроводах получить равные скорости на протяжении всей щели не удастся: скоростное поле имеет пилообразный характер, и это ухудшает эффект воздушной завесы.

Изменение температур воздуха в ремонтной канаве при открытых воротах при действии завесы и без нее иллюстрируется нижеприводимой таблицей.

Для характеристики теплового эффекта воздушной завесы, которая подавала воздух из помещений (без специального подогрева) с температурой  $+10^{\circ}$ , можно указать, что температура воздуха на расстоянии 1,6 м от ворот при завесе была около  $+5^{\circ}$ , без завесы  $-1,7^{\circ}$ ; в ремонтной канаве на расстоянии 6,1 м от ворот температура без завесы  $-0,8^{\circ}$ , при действии завесы  $+8^{\circ}$  (табл. XIII—6).

Таблица XIII—6

Место измерения	Температура воздуха при открытых воротах						
	при действии завесы					без завесы	
	12.50	13.00	13.10	13.20	13.30		
Температура наружного воздуха	$-3,0^{\circ}$	$-3^{\circ}$	$-3^{\circ}$	$-3^{\circ}$	$-3^{\circ}$	$-3^{\circ}$	—
Перед воротами на расстоянии 1,6 м	$4,4^{\circ}$	$6^{\circ}$	$5^{\circ}$	$4,2^{\circ}$	$4,3^{\circ}$	$-1,6^{\circ}$	$-1,7^{\circ}$
В ремонтной канаве на расстоянии 6,1 м от ворот	$7,2^{\circ}$	$6,2^{\circ}$	$8^{\circ}$	$7,3^{\circ}$	$7,2^{\circ}$	$-0,8^{\circ}$	$-0,8^{\circ}$
То же на расстоянии 9,7 м от ворот	$4,1^{\circ}$	$5,2^{\circ}$	$4,3^{\circ}$	$5,2^{\circ}$	$5,2^{\circ}$	$-0,8^{\circ}$	$-0,8^{\circ}$
То же на расстоянии 14,5 м от ворот	$4,4^{\circ}$	$5,4^{\circ}$	$5,1^{\circ}$	$4,9^{\circ}$	$4,9^{\circ}$	$-0,6^{\circ}$	$0,4^{\circ}$
Температура в помещении	$9,4^{\circ}$	$8,3^{\circ}$	$7,3^{\circ}$	$7,3^{\circ}$	$7,2^{\circ}$	$7,2^{\circ}$	$7,2^{\circ}$
Начальная температура воздуха завесы	$12^{\circ}$	$11^{\circ}$	$10^{\circ}$	$10^{\circ}$	$10^{\circ}$	—	—

В пп. 4 и 5 табл. XIII—5 приводятся результаты испытаний боковых двусторонней и односторонней воздушных завес. Односторонняя завеса при испытании получалась при выключении одного из стояков со щелью. Поток воздуха в воротах создавался за счет некомпенсированного принудительного отсоса из цеха.

Примерное искривление осей струй, заснятое в натуре при испытании этой воздушной завесы, показано на рис. XIII—5. На нем

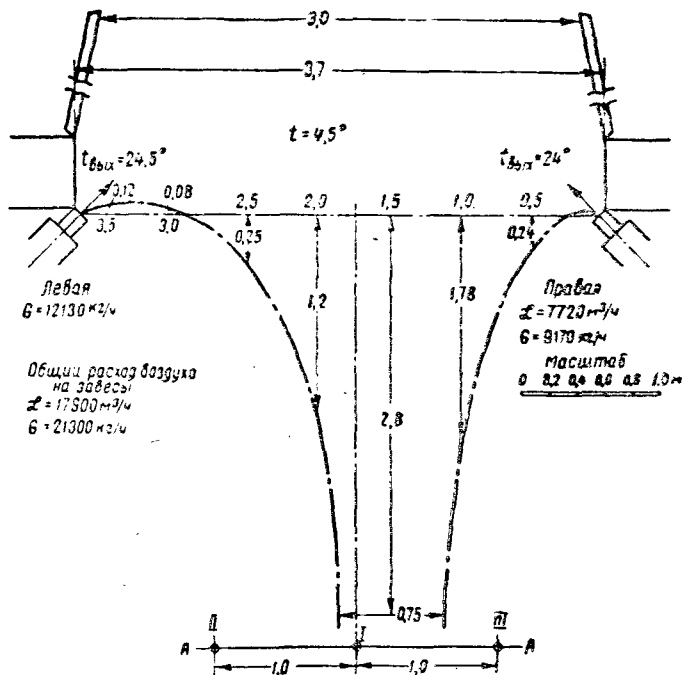


Рис. XIII—5

же указаны расходы и начальные температуры воздуха завесы. Температуры и скорости воздуха внутри помещения при бездействии и действии завесы на расстоянии 3 м от ворот даны на рис. XIII—6.

Весьма обстоятельные исследования работы воздушной завесы у ворот при наружных температурах воздуха ( $-5,5^\circ$  и  $-24,5^\circ$ ) были проведены В. Н. Трояновским. Ниже приводятся программа, методика и некоторые данные этих испытаний.

Воздушная завеса была сооружена у ворот шириной в 1,7 м и высотой 2,0 м с нижней подачей воздуха через щель шириной в 0,1 м, отстоящей от плоскости проема на расстоянии 0,73 м. Длина щели превышала ширину проема на 0,3 м. Воздух в завесу подавался под углом  $30^\circ$  к вертикали навстречу набегающему потоку. Опытный коэффициент турбулентности струи  $a$  был равен 0,2.

Так как воздушная завеса выполняла функции приточно-отопительной установки, то в щель завесы подавалась смесь наружного воздуха и воздуха цеха, причем наружный воздух подавался в объеме, необходимом для разбавления выделяющейся влаги.

Программа и метод исследования были приняты следующие:

1. Определялась скорость врывающегося в ворота потока при работающей и при бездействующей завесе. Измерения скорости

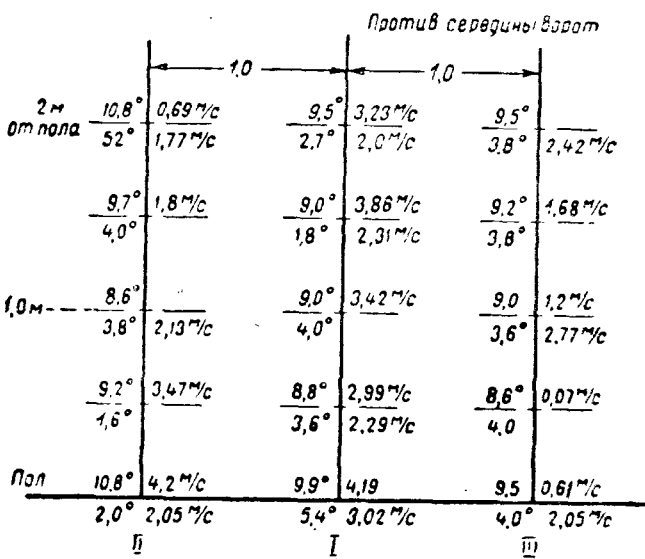


Рис. XIII—6

производились в дверном проеме тамбура, имеющем те же размеры, что и основной проем ворот.

2. Определялось количество воздуха, подаваемого в завесу, и скорость выхода воздуха из щели. Замеры производились при закрытых воротах, с тем чтобы набегающий поток не искажал показаний.

3. Измерялась температура наружного воздуха, температура и влажность воздуха, подаваемого в завесу, температура и влажность воздуха на рабочих местах, расположенных вблизи наружных ворот и в глубине цеха.

4. Определялась скорость и температура воздуха в результирующем потоке завесы. Замеры производились в вертикальной плоскости по оси проема.

5. Определялось положение результирующего потока в проеме при работающей завесе. Для этой цели по оси проема, перпендикулярно к его плоскости, устанавливалась рама с навешенными на горизонтальных нитях полосками из папиросной бумаги. Положение бумажек фотографировалось и зарисовывалось.

Условия работы завесы приведены в табл. XIII—7.

Результаты замеров графически представлены на рис. XIII—7.

Из рисунка видно, что режим работы завесы был близок к полному шибированию проема. О том же говорит и скоростной профиль в поперечных сечениях факела завесы; ось завесы, проведенная по точкам максимальных скоростей, лежит вблизи внутренней кромки проема, а внешняя граница факела выходит за пределы цеха. Полное шибирование проема хорошо иллюстрируется

1. Поступает в цех наружного воздуха  
при неработающей завесе

Средняя скорость набегающего потока  
Температура наружного воздуха  
Удельный вес воздуха  
Количество врывающегося воздуха

$$\begin{aligned} v_{ср} &= 1,14 \text{ м/сек} \\ t_{нср} &= -5,5^\circ\text{C} \\ \gamma_{нар} &= 1,32 \text{ кг/м}^3 \\ L_{врывс} &= 17\,250 \text{ м}^3/\text{час} \div \\ &\div 22\,800 \text{ кг/час} \end{aligned}$$

2. Подано воздуха в завесу

Средняя скорость выхода воздуха из щели  
Температура подаваемого воздуха в завесу  
Удельный вес воздуха  
Количество воздуха, поданного на ширину от-  
крытой части проема (1,7 м)

$$\begin{aligned} u_0 &= 12,5 \text{ м/сек} \\ t_0 &= +34^\circ\text{C} \\ \gamma_0 &= 1,15 \text{ кг/м}^3 \\ L_0 &= 7\,650 \text{ м}^3/\text{час} \div 8\,790 \\ &\text{кг/час} \end{aligned}$$

3. Поступает в цех наружного воздуха  
при работающей завесе

Средняя скорость набегающего потока  
Количество наружного воздуха

$$\begin{aligned} v_{ср} &= 0,38 \text{ м/сек} \\ L_{нар} &= 4\,650 \text{ м}^3/\text{час} \div 6\,130 \\ &\text{кг/час} \end{aligned}$$

4. Количество воздуха в факеле  
завесы у верха проема

Внутренняя часть ширины факела у верха проема  
Средняя скорость воздуха у верха проема  
Средняя температура воздуха  
Удельный вес воздуха  
Расход воздуха у верха проема

$$\begin{aligned} b &= 1,0 \text{ м} \\ v &= 2,23 \text{ м/сек} \\ t &= 21^\circ\text{C} \\ \gamma &= 1,2 \text{ кг/м}^3 \\ L_h &= 13\,650 \text{ м}^3/\text{час} \div 16\,400 \\ &\text{кг/час} \end{aligned}$$

также и изотермами, построенными в плоскости оси проема; распределение температур в нем указывает на отсутствие прорыва холодного воздуха в цех и на частичный выброс теплого воздуха наружу.

Положение факела завесы определялось и по отклонению ленточек папиросной бумаги, помещенных в плоскости оси проема.

Общая ширина факела у верха проема составляла 1,6 м. Внутренняя граница его отстояла на 1,0 м от плоскости проема. Положение бумажных ленточек на координате вблизи границы факела указывает, что питание факела завесы со стороны цеха менее интенсивно и происходит лишь в нижней части его и что струя формируется в основном за счет наружного воздуха.

Результирующее количество воздуха в завесе у верхней внутренней кромки ворот определено по скоростному профилю поперечного сечения факела. Средняя скорость в данном сечении равна 2,23 м/сек. Ширина потока равна 1,0 м. Ширина ворот равна 1,7 м.

Расход воздуха у верха проема

$$L_h = 1,0 \cdot 1,7 \cdot 2,23 \cdot 3\,600 = 13\,650 \text{ м}^3/\text{час} \text{ или } 16\,400 \text{ кг/час.}$$



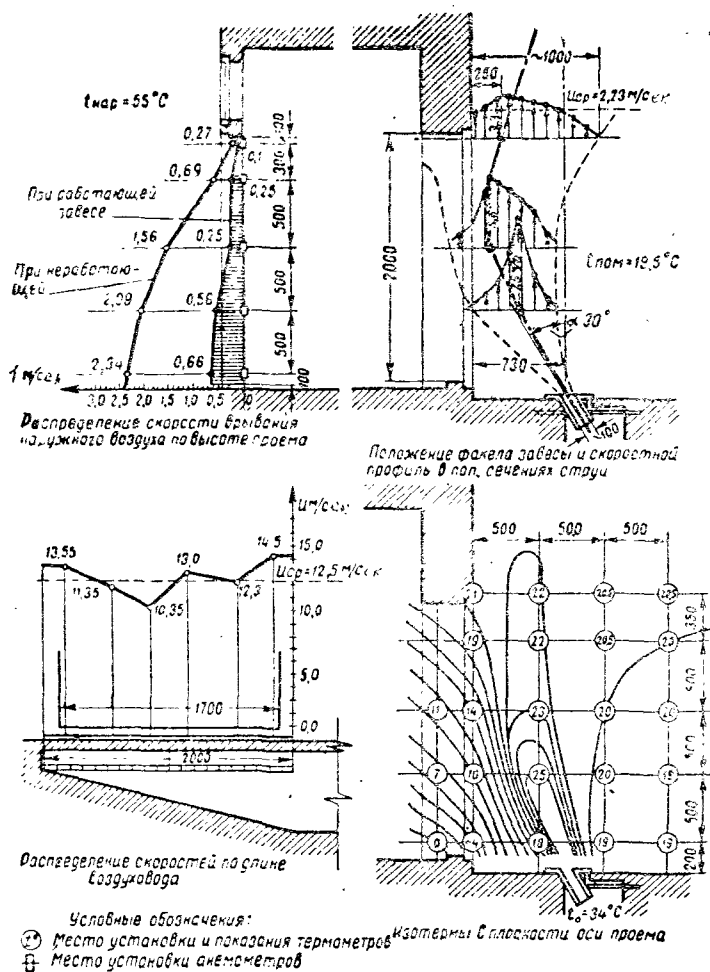


Рис. XIII—7. Данные испытания воздушной завесы

Средняя температура смеси воздуха завесы у верха проема, со стороны цеха, равна приблизительно  $21^{\circ}\text{C}$  (см. изотермы). Количество воздуха, подмешавшегося к факелу завесы со стороны цеха, составляет приблизительно, исходя из теплового баланса,

$$L_{пом} = \frac{L_h t_h - L_0 t_0 + L_{нар} t_{нар}}{t_{пом}} = \frac{16\,400 \cdot 21 - 8\,790 \cdot 34 + 6\,130 \cdot 5,5}{19,5} \approx 4\,000 \text{ кг/час, или } 39,5\%$$

от всего количества воздуха, подмешавшегося к завесе.

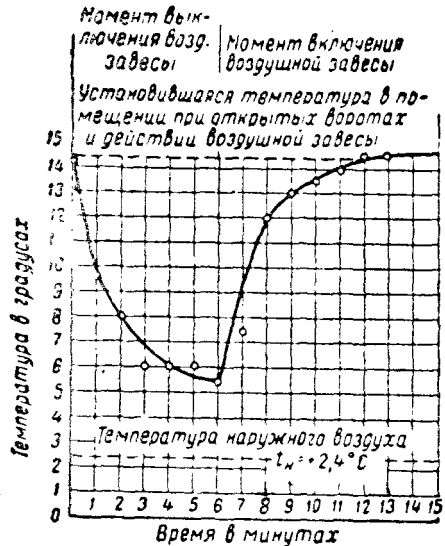


Рис. XIII—8. Динамика изменения температуры внутри цеха при выключении воздушной завесы

в месте наблюдения до открытия ворот была около  $14,5^{\circ}$ . При неработающей завесе температура воздуха понизилась до  $5,5^{\circ}$  (на  $8^{\circ}$ ) за 6 минут.

## Глава XIV. МЕСТНЫЕ ОТСОСЫ

### § 58. Классификация местных отсосов и требования, предъявляемые к ним

Местная вытяжная вентиляция (удаление загрязненного воздуха посредством местных отсосов) является наиболее эффективным приемом вентилирования.

Улавливание вредностей при помощи местных отсосов у места выделения предупреждает распространение их по помещению, не допускает перемешивания с большими объемами воздуха, и тем самым эффект действия вентиляции достигается при минимальных воздухообменах.

Местные отсосы имеют назначением уловить возможно большее количество вредности у места ее образования, с тем чтобы самые минимальные количества ее (вредности) поступали в помещение на растворение приточным воздухом.

Местные отсосы могут быть простыми, когда вредности удаляются при помощи отсасывания, и активируемые поддувом, когда вредность струей поддувается к отсосу.

Местные отсосы находят применение во всех отраслях промыш-

Положение изотерм со стороны цеха дает возможность судить и о тепловом эффекте, создаваемом завесой. Помещение было полностью защищено от выхолаживания. Температура на рабочем месте, отстоящем всего на 1,5 м от наружных ворот, не отличалась от температуры, наблюдавшейся во всем объеме цеха.

Представление о том, как быстро во времени происходит охлаждение помещения вблизи ворот при их открывании при бездействующей и работающей завесе, можно получить из рис. XIII—8, составленного по данным наших наблюдений.

Наблюдение производилось при температуре наружного воздуха  $+2,4^{\circ}$ . Температура

воздуха понизилась до  $5,5^{\circ}$

ленности и в отношении всех видов вредностей (пыль, газы и пары, влага, тепло).

Местный отсос состоит из приемника воздуха, загрязненного той или иной вредностью, и трубопровода. Загрязненный воздух транспортируется по трубопроводу и в зависимости от вида и степени загрязнения либо непосредственно выкидывается наружу — в атмосферу, либо предварительно проводится через очистные устройства<sup>1</sup>.

Наиболее ответственной частью местного отсоса является приемник, служащий для приема и улавливания вредностей, выделяемых источником.

В зависимости от взаимного расположения источника и приемника будем различать следующие виды местных отсосов:

а) кожухи, когда источник находится внутри приемника и сообщается с окружающим воздухом через сравнительно небольшое отверстие, служащее для работы или контроля. К кожухам относятся вытяжные химические шкафы, фасонные приемники, устраиваемые, например, у абразивных кругов, и т. д.;

б) зонты, когда приемник находится на некотором расстоянии от источника и окружающий воздух может со всех сторон свободно подтекать и воздействовать на источник;

в) переходные и промежуточные формы между кожухами и зонтами, когда источник с одной или нескольких сторон изолируется от воздействий окружающего воздуха, например зонт со свешивающимися одним или двумя фартуками, и т. п.

г) щелевые приемники — бортовые отсосы, простые и активированные поддувом передувки.

Кожухи и зонты могут иметь самые разнообразные формы. Основное требование, предъявляемое к ним, заключается в максимальном улавливании вредностей, выделяемых источником, с минимальным расходом воздуха. Кроме того, они не должны мешать работе или затруднять ее.

Как было показано ранее, пылевые, газовые и иные вредности распространяются в виде струй. Такие струи по мере удаления от источника, питающего их, вовлекают за счет перемешивания большие количества окружающего воздуха. Следовательно, чем ближе расположен приемник к источнику вредности, тем при прочих равных условиях меньшее количество воздуха при улавливании вредности будет отсасываться и тем меньшее количество воздуха потребуется для пополнения (притоком) помещения.

Расположение приемника, его форма должны соответствовать характеру (направлению, структуре и пр.) струй, которые создает источник вредности и которые нужно уловить.

Из местных отсосов фасонные приемники (кожухи) обычно наиболее полно укрывают источник вредности и близко к нему

<sup>1</sup> При вредностях «тепло» и «пыль» (с остаточной концентрацией нейтральной пыли после очистки 1—2 мг/м<sup>3</sup>) часть воздуха в холодное время года может быть использована для рециркуляции.

расположены, поэтому они в наибольшей степени могут стеснять работу. Проектированию их должно предшествовать основательное ознакомление со станком или машиной, с приемами работы на них и их обслуживанием.

Самая хорошая в аэродинамическом отношении конструкция их, если она стесняет работу и обслуживание, неизбежно подвергается разрушению. Поэтому конструкции кожухов должны апробироваться в производственной обстановке.

Эффективность местных отсосов существенно зависит от всей организации воздухообмена в помещении и в особенности от струй, организованно или неорганизованно компенсирующих объем воздуха, удаляемого местными отсосами.

Во многих случаях, когда выбивание загрязненного воздуха вызывается циркулирующими струями приточного воздуха, так сказать, внешними причинами, увеличение объема вытяжки с целью улучшения эффективности отсоса не исправляет положения.

## § 59. Вытяжные шкафы

При такого рода устройстве местного отсоса выделение вредных происходит в пространство, изолированное от окружающего воздуха жесткими стенками, и отсюда вредность удаляется при помощи механической или естественной вытяжки.

Обслуживающий персонал находится снаружи с концентрациями, во много раз превышающими предельно допустимые.

Разного рода камеры, в которых протекает технологический процесс, например сушильные, пескоструйные, окрасочные и тому подобные, бункеры и пр. могут рассматриваться как вытяжные шкафы.

Вследствие незначительного количества проемов, какими располагает вытяжной шкаф, улавливание вредных может быть осуществлено наиболее совершенно с минимальным расходом воздуха.

Загрязненный воздух из шкафа может попадать в воздух помещения через рабочие отверстия и неплотности, а также выноситься на материалах и изделиях, если они поступают из шкафа непосредственно в помещение; например, из сушилки поступает в помещение ткань, которая вносит с собой тепло и пары красителей; какая-либо деталь после промывки в бензине для обезжиривания, производимой в камере, поступает из нее в помещение, и там испаряется часть оставшегося на изделии бензина; после камеры пульверизационной окраски детали являются источником выделения паров растворителей и т. д.

Чтобы избежать остаточного выделения вредности, приходится изделия выдерживать в шкафу. Если же технологический процесс этого не позволяет, необходимо предусматривать дополнительные вытяжные устройства.

Необходимый объем вытяжки из шкафа определяется тем условием, чтобы из отверстий и неплотностей ограждения не проис-

ходило выбивания вредности в окружающий воздух. Несмотря на наличие отсоса, такое выбивание из-под ограждения может происходить по разным причинам; из них главнейшими являются местные избыточные давления, образующиеся внутри ограждений, и неправильная организация притока, пополняющего объем вытяжки.

Избыточные давления внутри ограждений могут образоваться вследствие: 1) вращения органов машин, находящихся под укрытием; 2) разности плотностей воздуха внутри и вне ограждения и 3) при ссыпке измельченных материалов.

Вследствие наличия местных избыточных давлений под укрытием присос воздуха может осуществляться только через часть отверстий, в то время как другая часть их (иногда в одном и том же отверстии) работает на выброс в атмосферу помещения, загрязняя воздух. Поясним сказанное примером.

Сушка ткани на красильно-отделочных фабриках происходит в сушильных камерах, в которых поддерживается температура 60—80°. Примерные размеры камеры сушилки в плане 1,5×10,0 м и по высоте около 4—4,5 м. Для пропуска ткани в сушилку имеются отверстия, обычно устраиваемые в верхних частях камеры. Для контроля за работой и исправления обрывов в нижних частях камеры имеется несколько дверей и иных проемов.

Принудительная вытяжка из камеры составляет от 3 000 до 5 000 м<sup>3</sup>/час, то есть  $\frac{5}{67,5} \approx 74$ -кратному воздухообмену в час.

Если производить вытяжку из холодной (неразогретой) сушилки, то через все проемы в соответствии с их гидравлическими сопротивлениями будет подсасываться воздух из помещения в камеру.

При разогретой сушилке вследствие развивающегося гидростатического давления подтекание воздуха будет энергичнее происходить через неплотности в нижних частях камеры. В это же время через верхние отверстия, предназначенные для пропуска ткани, загрязненный воздух из сушилки будет вырываться в помещение. Это происходит в силу того, что скорости, вызванные гидростатическим давлением, оказываются больше скоростей подтекания, обусловленных механической вытяжкой.

В сушилке, заполненной горячим воздухом, при обычных объемах производственного отсоса через проемы вверху перегретый и загрязненный воздух выбрасывается в помещение.

Чтобы заставить верхние отверстия всасывать воздух из помещения, пришлось бы через камеру пропускать чрезмерно большие количества воздуха. Это экономически нецелесообразно, так как потребовало бы на сушку больших расходов тепла. Гораздо целесообразнее верхнее отверстие заделать, а выпуск ткани производить через отверстие в нижней части сушильной камеры (для этого обычно требуется поставить несколько добавочных роликов, по которым передвигается ткань).

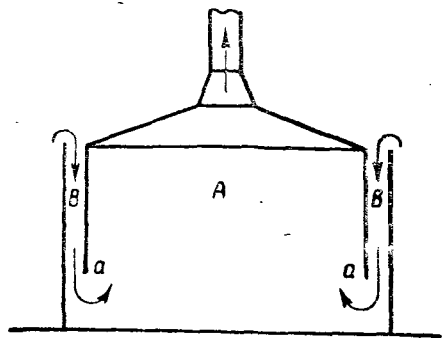


Рис. XIV—1

Аналогичное явление наблюдается на красильных фабриках, в ограждениях вертикальных сушильных барабанов для сушки ткани. Они представляют собой ряд полых вращающихся цилиндров, расположенных один над другим. В полость цилиндров впускается пар (конденсат особыми черпаками удаляется через полые цапфы).

При сушке ткани выделяется большое количество тепла и влаги. Водяные пары в смеси должны отводиться в

в перегретом состоянии во избежание образования конденсата, который мог бы портить ткань.

Чтобы избежать вытекания горячего влажного воздуха из верхних частей камеры, нужно было бы иметь уровень нулевых давлений выше шатра камеры (то есть всю камеру иметь под разрежением). Это обстоятельство потребовало бы очень большой вытяжки.

В. Н. Антоновым предложено весьма остроумное устройство шкафа в виде обращенного гидравлического затвора, схематически изображенного на рис. XIV—1.

Горячий влажный воздух может скапливаться в достаточно емком пространстве A (уровень нулевых давлений здесь должен быть несколько выше нижних кромок a). Воздух из помещения подтекает через промежутки B между стенками и, поглощая влагу и тепло, удаляется через вытяжную трубу на вершину шатра.

При пульверизационной окраске мелких деталей вытяжному шкафу иногда придают форму, показанную в горизонтальном сечении на рис. XIV—2. По бокам рабочего отверстия находятся улиткообразные воздухопроводы (выше рабочего отверстия они объединяются в один сборный вытяжной воздухопровод).

При пульверизации струя воздуха с краской, растекаясь по стенкам камеры с значительными остаточными скоростями (давление сжатого воздуха перед соплом 3—4 атм), попадает в завитки улитки и выбрасывается наружу.

Вытяжные шкафы устраиваются с естественной и механической вытяжкой.

Рассмотрим сначала шкафы с естественной вытяжкой. Для работы шкафа с естественной вытяжкой необходимо, чтобы температура воздуха в нем была выше, чем температура в помещении, то есть необходимо наличие подъемной силы. Для удовлетворительной работы шкафа требуется соблюдение еще ряда дополнительных условий: отработавший воздух должен иметь достаточный запас энергии для преодоления сопротивления на пути потока (от

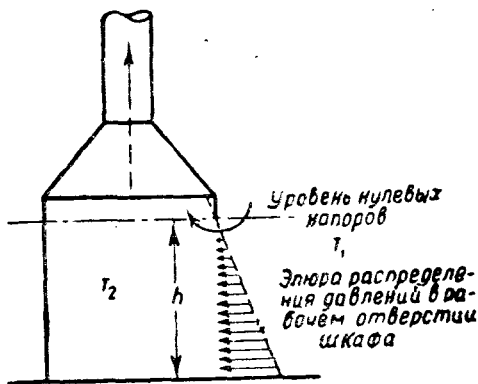


Рис. XIV—2. Схема шкафа для пульверизационной окраски деталей

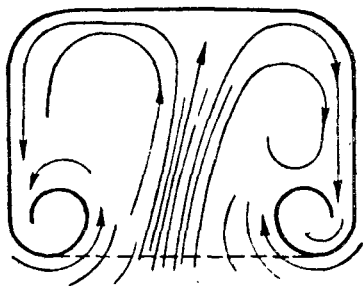


Рис. XIV—3. Расчет распределения рабочих и нулевого давлений вытяжного шкафа

входа в шкаф до выброса в атмосферу); чтобы не допустить выбивания загрязненного воздуха из шкафа в помещение, уровень нулевых давлений в шкафу должен располагаться не ниже кромки верхнего отверстия.

Исходя из этих условий, можно определить объем отсасываемого от шкафа воздуха, а зная расход, определить высоту трубы, если задаться диаметром ее, или, наоборот, диаметр при заданной высоте.

Объем удаляемого от шкафа воздуха (рис. XIV—3) определяем путем совместного решения уравнений расхода воздуха через рабочее отверстие шкафа и теплового баланса:

$$L' = \mu F \sqrt{2gh \left( \frac{T_2}{T_1} - 1 \right)} \text{ м}^3/\text{сек}; \quad (1)$$

$$L' = \frac{Q}{c(T_2 - T_1)} \text{ м}^3/\text{сек},$$

где  $h$  — высота отверстия, м;

$\mu$  — объемная теплоемкость воздуха при постоянном давлении, ккал/м<sup>3</sup> град; чтобы не усложнять вывода, принимаем объемную теплоемкость  $c = \text{const}$ ;

$T_2$  — абсолютная средняя температура воздуха в шкафу, °К;

$T_1$  — абсолютная температура окружающего воздуха, °К;

$F$  — площадь отверстия, м<sup>2</sup>,

$Q$  — количество тепла, поглощаемого воздухом внутри шкафа, ккал/сек.

Решая уравнение относительно  $T_2$ , найдем

$$T_2 = T_1 + \frac{Q}{L'c}.$$

Подставляя значение  $T_2$  в выражение (1), получим

$$L' = \rho F \sqrt{2gh \left( \frac{Q}{L'c} + T_1 - 1 \right)}.$$

Решая это уравнение относительно  $L'$ , после простейших преобразований найдем

$$L' = \sqrt[3]{\frac{2gh\rho^2 F^2 Q}{cT_1}}. \quad (2)$$

Подставляем численные значения, приняв  $\mu \approx 0,75$ ,  $c \approx 0,3$  ккал/м<sup>3</sup> град; переходя к часовому расходу  $L'$  м/час,  $Q$  ккал/час, получим расчетную формулу

$$L' = 120 \sqrt[3]{hQF^2} \text{ м}^3/\text{час}.$$

Определим теперь высоту трубы  $H$ , задавшись диаметром трубы  $d$ .

Располагаемая разность давлений

$$\Delta p = H(\gamma_1 - \gamma_2) \text{ кг/м}^2. \quad (3)$$

Сумму всех сопротивлений<sup>1</sup> на пути потока представим как местное сопротивление, отнесенное к скоростному давлению в трубе. Тогда

$$\Delta p = \zeta_n \frac{v^2 \gamma_2}{2g}, \quad (4)$$

где

$$\zeta_n = \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{вых}} + \lambda \cdot \frac{H}{d}.$$

Приравнявая уравнения (3) и (4), получим

$$\zeta_n \frac{v^2 \gamma_2}{2g} = H(\gamma_1 - \gamma_2);$$

принимая значение  $\lambda$  равным 0,02 и подставляя значение  $\zeta_n$ , получим

$$H = \frac{\zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{вых}}}{0,82 \frac{d^4}{F^2 h} - \frac{0,02}{d}} \text{ м}.$$

<sup>1</sup> При естественной вытяжке не должно быть колен и других фасонных частей.



Шафы с механической вытяжкой бывают с нижним отсосом, с верхним и с комбинированным — нижним и верхним (рис. XIV—4).

Шаф с нижним отсосом воздуха применяют для процессов, связанных с выделением тяжелых газов, пыли (без выделения тепла). У таких шафов переднюю стенку с рабочим отверстием делают наклонной, это позволяет рабочему сохранять во время работы естественное положение корпуса тела.

В некоторых случаях большая часть рабочего отверстия прикрывается остекленной створкой (с горизонтальной осью вращения в верхней части проема), причем внизу оставляется небольшое отверстие для рук.

Комбинированный (нижний и верхний) отсос широко применяется в химических вытяжных шафах. Применяется комбинированная вытяжка и в шафах с наклонной передней стенкой. Наличие отверстий для нижней и верхней вытяжки позволяет в зависимости от соотношения отсасываемых от них объемов (сверху и снизу) создавать различные распределения скоростей в рабочем отверстии.

Расчетный объем вытяжки определяется из условий отсутствия выбивания загрязненного воздуха из шафа с учетом токсичности выделяющихся веществ.

В § 59 при рассмотрении вопроса об улавливании пыли у мест ее возникновения приводится описание конструкций вытяжных шафов, оказавшихся эффективными в производственных условиях.

Сравнительные картины спектров течений в рабочем проеме вытяжных химических шафов приводятся: при нижнем отсосе — на рис. XIV—5, при верхнем — на рис. XIV—6 и при комбинированном — на рис. XIV—7, снятых в гидравлическом лотке.

Если внимательно всмотреться, то нельзя не заметить, что при всасывании у всех острых кромок происходит срыв струй и в этих местах образуются небольшие вихри и забеги против общего потока, направленного внутрь проема. Эти забеги легко разрушаются внешними токами воздуха и загрязняют воздух помещения.

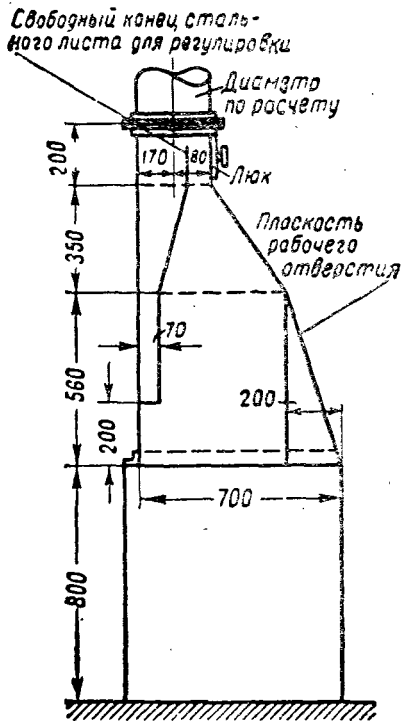


Рис. XIV—4. Вытяжной шаф с комбинированным отсосом

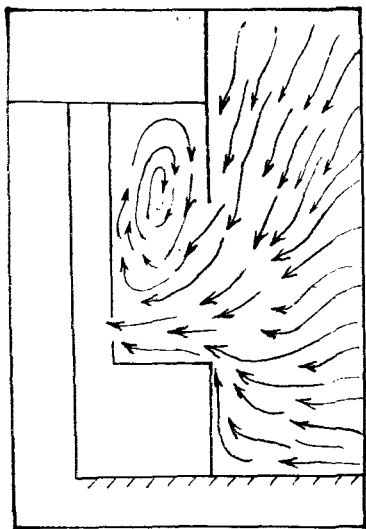


Рис. XIV—5. Спектр течения при  
вытяжке снизу

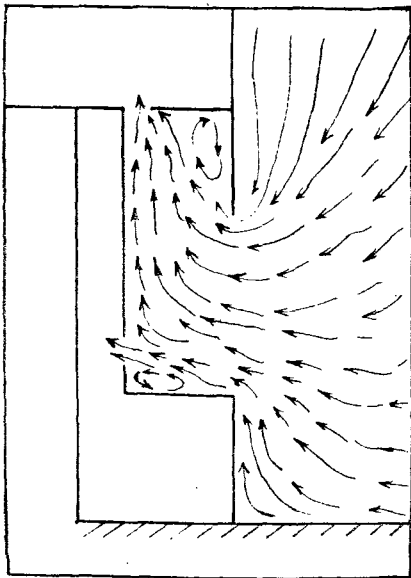


Рис. XIV—6. Спектр течения при вы  
тяжке сверху

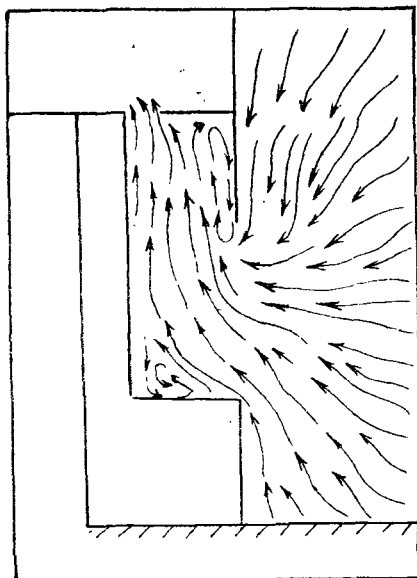


Рис. XIV—7. Спектр течения при вытяжке снизу и  
сверху

При работе с агрессивными материалами необходимо все кромки скруглять, делая их удобообтекаемыми.

Для экранирования рабочего отверстия вытяжного шкафа предлагалось устройство воздушных завес, направленных в проемах снизу (от столешницы) вверх и сверху вниз во всю ширину проема.

Объем отсоса в таких устройствах должен как минимум равняться начальному объему струи и присоединившейся к ней массе воздуха на пути проема.

Недостатком таких устройств является охлаждение рук в потоке воздуха при обслуживании шкафа, необходимость тщательной регулировки и надзора.

Если отсос по какой-либо причине будет меньше указанного выше объема, то выбивание из шкафа неизбежно.

В целях экономии кондиционируемого воздуха предлагалось плоскую струю воздуха во всю ширину шкафа выпускать у задней стенки (против рабочего проема), используя для этого обычный или даже отработавший воздух. Экономия получалась незначительная, так как присоединившийся к струе кондиционированный воздух помещения во много раз больше начального объема струи.

## § 60. Вытяжные зонты

Приемники местных отсосов, чаще всего в виде пирамид, конусов, размещаемые над источником или сбоку источника вредности, называются вытяжными зонтами.

Вытяжные зонты имеют очень широкое распространение — значительно больше того, какое они заслуживают. Крайне редко приходится наблюдать их эффективную работу.

Для зонтов характерно то, что между источником и приемником имеется разрыв — пространство, не защищенное от воздействия окружающей воздушной среды. Вследствие разрыва окружающий воздух свободно подтекает к источнику и при соответствующей направленности и силе может отклонить поток вредности от зонта.

В связи с этим зонты требуют значительно большего расхода воздуха, чем шкафы.

Зонты бывают простые и активные, индивидуальные и групповые (в виде остекленных переплетов, подвешенных к потолку).

На рис. XIV—8 показаны различные виды зонтов: *a* — простой индивидуальный зонт; *b* — зонт (козырек) над загрузочным окном печи; *в* — активный зонт со щелями по периметру; *г* — зонт с поддувом воздуха по обеим сторонам стола; *д* — групповой зонт из рам с остекленными переплетами.

Другие конструкции зонтов приводятся при изложении местных отсосов для улавливания пыли у мест образования.

Зонты устраиваются как с механической, так и с естественной вытяжкой.

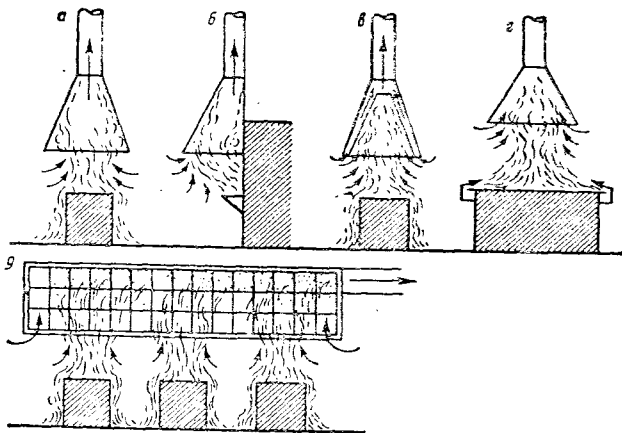


Рис. XIV—8. Вытяжные зонты

В обоих случаях зонт стараются насколько возможно приблизить к источнику. Зонт над источником располагают на высоте обычно 1,8—2 м над полом, чтобы не задевать головой, и, следовательно, вблизи от уровня дыхания.

При переполнении зонта (когда объем загрязненного воздуха, поступающего под зонт, будет больше объема удаляемого) переливание через его борта загрязненного воздуха происходит непосредственно в рабочую зону. В этом случае было бы значительно лучше, если бы зонта вовсе не было. Тогда загрязненный воздух, если плотность его меньше плотности окружающего воздуха, поднялся бы вверх, разбавляясь по пути окружающим воздухом, а возвращаясь вследствие циркуляции в рабочую зону, был бы более разбавлен и менее загрязнен, чем тогда, когда он вытекал из переполненного зонта.

Эффективная работа зонта достигается в том случае, если скорости всасывания в пространстве между источником вредности и приемным отверстием достаточны для того, чтобы увлечь вредность под зонт. Кроме того, скорости эти должны противостоять тем поперечным токам воздуха в помещении, которые могли бы отклонить поток вредности от зонта. Необходимо также, чтобы скорости по всей плоскости входного отверстия зонта были достаточно равномерны. Поэтому эффективность работы зонта также существенно зависит от его конструктивного оформления.

В длинных низких зонтах достичь равномерности всасывания невозможно. В главе V было установлено, что для равномерности всасывания необходимо, чтобы угол при вершине зонта был не более  $60^\circ$ . В этих случаях приходится делать так, как указано на рис. XIV—9.

Когда вредность обладает подъемной силой, образуется струя, которая присоединяет значительные объемы окружающего возду-

ха на пути от источника до приемного отверстия. Для эффективной работы зонта необходимо отсасывать объем воздуха не меньше объема подтекающей струи, в противном случае неизбежно выбивание (переливание) загрязненного воздуха из зонта в помещение.

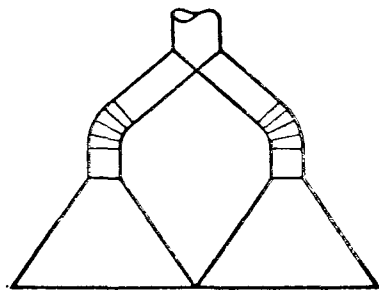


Рис. XIV—9

Это утверждение можно проиллюстрировать следующим простым примером, кстати, показывающим существенную разницу между зонтом и шкафом. На рис. XIV—10 показан разрез параллелепипеда, внутрь его введен зонт, к трубе 2 присоединен вентилятор. Таким образом, через отверстие 1 входит ровно столько воздуха, сколько отсасывается через трубу в отверстии 2.

Если зонт придвинут вплотную к отверстию (то есть воспроизводит условия работы шкафа), то все количество воздуха, вливающееся через отверстие 1, попадает под зонт и удаляется.

Отодвинем зонт на некоторое расстояние от отверстия. К вливающейся через отверстие 1 струе на пути до зонта присоединяется окружающий воздух. Но так как труба 2 удаляет только то начальное количество воздуха, которое вошло через отверстие 1, то присоединившийся по пути (от отверстия до зонта) воздух будет выбивать из-под зонта.

Таким образом, для того чтобы подойти к обоснованному определению объема вытяжки при помощи зонта, необходимо знать, как изменяются скорости около приемного отверстия зонта; уметь

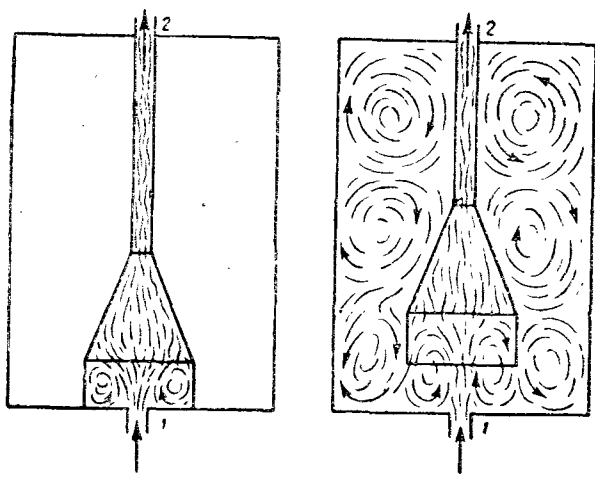


Рис. XIV—10

определить объем подтекающей от источника струи и оценить влияние боковых токов воздуха в помещении на устойчивость перетекания от источника под зонт (см. гл. V).

Размеры входного отверстия зонта должны быть больше размеров источника.

Для зонтов с естественной вытяжкой эффективная работа возможна при наличии организованного притока в помещение. Без притока в помещение возможно опрокидывание тяги.

Достоинство групповых зонтов в виде свешивающихся с потолка остекленных рам заключается в том, что они являются более емкими, чем индивидуальные зонты. Вследствие больших габаритов влияние боковых потоков здесь сказывается менее чувствительно, чем у индивидуальных зонтов. Они меньше затемняют помещение и более приятны на вид.

Во время максимальных выделений они вследствие большой емкости являются неким резервуаром, в котором может на небольшой промежуток времени скапливаться вредность при том, однако, условии, чтобы она не переливалась за борт зонта. Это скопление под зонтом должно удаляться вытяжкой, рассчитанной на среднее поступление вредности, за счет следующего интервала, в который поступление вредности должно быть ниже средней расчетной.

Выделение вредности обычно неравномерно по времени и носит пикообразный характер. Если динамика выделения известна и известен удельный объем вредности, поступающей под зонт (групповой), то можно вычислить объем зонта, ведя расчет на определенный средний расход, по формуле

$$V = \frac{(q_{max} - q_{cp}) \tau v}{3600} \text{ м}^3,$$

где  $V$  — минимальный объем зонта,  $\text{м}^3$ ;

$q_{max}$  и  $q_{cp}$  — количество вредности,  $\text{кг/час}$ ;

$\tau$  — продолжительность максимального расхода,  $\text{сек}$ ;

$v$  — удельный объем вредности,  $\text{м}^3/\text{кг}$ .

Например, возьмем в качестве вредности пар, выделяющийся от водяных барок при кипении.

Пусть  $q_{cp} = 100 \text{ кг/час}$ ,  $q_{max} = 120 \text{ кг/час}$ , длительность пики  $\tau = 600 \text{ сек}$ ; если известно, что  $v = 33 \text{ м}^3/\text{кг}$ , то минимальный объем зонта будет

$$V = \frac{(120 - 100) 33 \cdot 600}{3600} = 114 \text{ м}^3.$$

Активные зонты (см. рис. XIV—8, в) в последнее время почти не находят применения. Так как индивидуальный зонт имеет небольшую емкость, то расчет следует производить на максимальное по времени поступление вредности, не допуская накопления ее под зонтом. Активные же щели имеют смысл только в том слу-

чае, если под зонтом накопилась вредность и может начаться ее переливание через край зонта.

Рассмотрение зонтов с поддувом (по рис. XIV—8, з) ограничим тем, что приведем изменение относительных скоростей плоской струи, настилающейся на поверхность и при дальнейшем распространении набегающей на перпендикулярно поставленную стенку (рис. XIV—11 и XIV—12). Эти графики годны для зонтов как с односторонним, так и с двусторонним поддувом. В последнем случае перпендикулярная стенка (при равных расходах воздуха из каждой щели) будет представлять ось общего потока после слияния навстречу направленных струй.

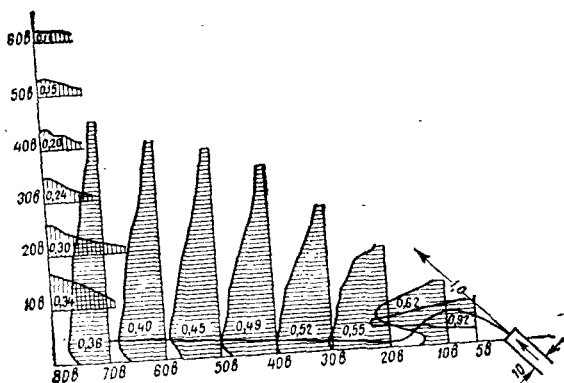


Рис. XIV—11

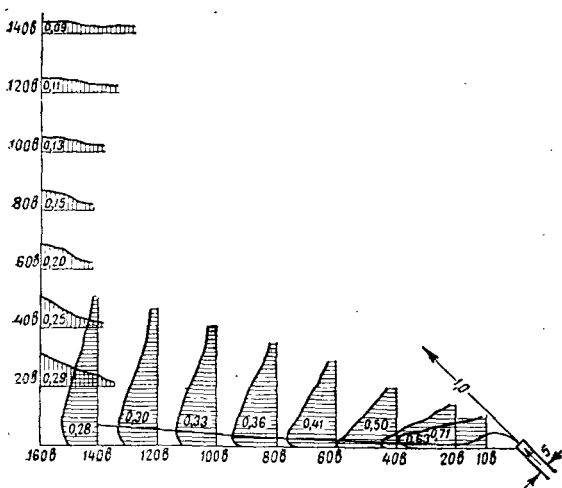


Рис. XIV—12

На основании приведенных рисунков можно определить скорость и объем поступающей под зонт струи.

Относительно условий, при которых происходит налипание струй на плоскость, см. отделы III и V.

По данным практики, рекомендуются следующие скорости (фиктивные скорости — расход, деленный на площадь) в приемном отверстии простого зонта:

Зонт открыт с четырех сторон . . . . .	1,05—1,25 м/сек
» » » трех » . . . . .	0,9 —1,05 »
» » » двух » . . . . .	0,75—0,9 »
» » » одной стороны . . . . .	0,5 —0,75 »

Каждая сторона зонта должна быть больше на  $0,4 h$  соответствующего размера находящейся под ним ванны ( $h$  — расстояние от ванны до приемного отверстия зонта).

Непременным условием применения зонта с естественной вытяжкой является наличие подъемной силы у выделяющейся вредности. Для эффективной работы таких зонтов должны соблюдаться следующие условия:

а) пропускаемое зонтом количество воздуха должно быть не меньше того, которое подтекает к источнику и присоединяется на пути от источника до зонта за счет перемешивания с окружающим воздухом;

б) подтекающее к зонту количество воздуха должно иметь запас энергии, достаточный для преодоления гидравлических сопротивлений на пути потока от входа под зонт до выхода в атмосферу;

г) габариты зонта, учитывая наличие поперечных токов в помещении, должны быть больше габаритов подтекающей струи.

При большой неустойчивости восходящих потоков у источника вредности, при незначительной разности плотностей между окружающим воздухом и выделяющейся струей применение зонтов на естественной вытяжке нецелесообразно.

Кроме подвижности воздуха, на габариты зонта существенное влияние может оказывать отклонение восходящих потоков от вертикального направления, вызываемое вращающимися на пути потока валиками, и пр.

Приведем пример расчета зонта над загрузочным отверстием печи.

**Пример.** Определить размеры зонта (козырька) у термической печи, имеющей окно размером  $1450 \times 600$  мм (600 мм — высота окна). В печи поддерживается температура газов  $845^\circ$  при избыточном давлении  $0,3$  кг/м<sup>2</sup>, удельный вес газов  $0,314$  кг/м<sup>3</sup>, температура окружающего воздуха  $27^\circ$ .

Определяем скорость, с которой газы выбиваются из окна печи:

$$v = \mu \sqrt{\frac{2g\Delta p}{\gamma}} = 0,65 \sqrt{\frac{19,62 \cdot 0,3}{0,314}} = 1,335 \text{ м/сек.}$$



Находим расстояние  $x$  (рис. XIV—13), на котором искривленная гравитационными силами ось струи пересечет плоскость отверстия зонта, по формуле (см. отдел III):

$$\bar{y} = 0,9 Ar \cdot \bar{x}^2 \sqrt{a \bar{x}},$$

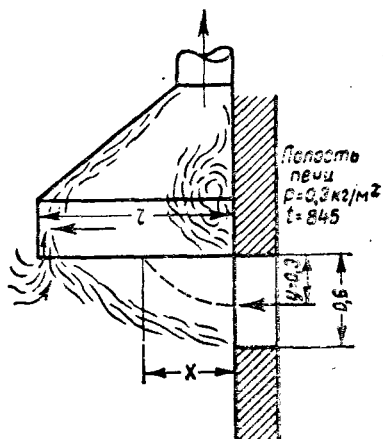
где  $Ar$  — критерий Архимеда:

$$\bar{x} = \frac{x}{d_g} \quad \text{и} \quad \bar{y} = \frac{y}{d_g};$$

$d_g$  — эквивалентный диаметр печного окна:

$$d_g = \frac{4F}{S} = \frac{2 \cdot 1,45 \cdot 0,6}{1,45 + 0,6} = 0,845 \text{ м.}$$

Рис. XIV—13



Решая относительно  $x$ , получим

$$\bar{x}^5 = \frac{\bar{y}^2}{0,81 \cdot Ar^2 a}.$$

Подсчитываем значение критерия Архимеда:

$$Ar = \frac{g d_g T - T_{окр}}{t^2} = \frac{9,81 \cdot 0,845 \cdot 1118 - 300}{1,335^2} = 12,65,$$

где  $T$  — абсолютная температура выбивающихся газов.

Пользуясь формулой ( $x$ ) и принимая  $a=0,1$ , получим:

$$x = 0,845 \sqrt[5]{\frac{0,3^2}{0,845^2 \cdot 12,65^2 \cdot 0,1 \cdot 0,81}} = 0,378 \text{ м.}$$

Определяем полуширину струи  $b_x$  на расстоянии  $x=0,378$  м:

$$\frac{b_x}{b_0} = 2,4 a \frac{x}{b_0} + 1 = 2,4 \cdot 0,1 \frac{0,378}{0,3} + 1 \approx 1,3 \text{ м.}$$

где  $b_0$  — половина высоты окна, откуда

$$b_x = 1,3 b_0 = 1,3 \cdot 0,3 = 0,39 \text{ м.}$$

Полная ширина струи:

$$2b_x = 0,39 \cdot 2 = 0,78 \text{ м.}$$

Минимальный вынос зонта  $l$  от печного окна должен быть

$$l \geq 0,78 \text{ м.}$$

Определим количество воздуха, которое должен удалять зонт. Начальное количество газов, вырывающихся из окна  $L'$ , составляет:

$$L' = Fv \cdot 3600 = 0,6 \cdot 1,45 \cdot 1,34 \cdot 3600 = 4200 \text{ м}^3/\text{час.}$$

Относительный расход воздуха в начальном участке плоской струи  $q$  равен:

$$q = 1 + 0,43 \frac{ax}{b_0} = 1 + 0,43 \frac{0,1 \cdot 0,378}{0,3} = 1,23.$$

Следовательно, количество воздуха в приемном отверстии зонта составит

$$L'q = 1,23 \cdot 4200 = 5170 \text{ м}^3/\text{час.}$$

Габариты зонтов-козырьков, устраиваемых у печных окон, должны определяться траекторией факела горячих газов, вырывающихся из окон при открывании заслонок.

В качестве примера, иллюстрирующего несколько иную методику, приведем расчет зонта с естественной вытяжкой от кузнечного горна<sup>1</sup>.

На рис. XIV—14 приводятся конструкции вытяжных зонтов, разработанные в МИОТ В. В. Кучеруком, для угольных горнов на один и два огня.

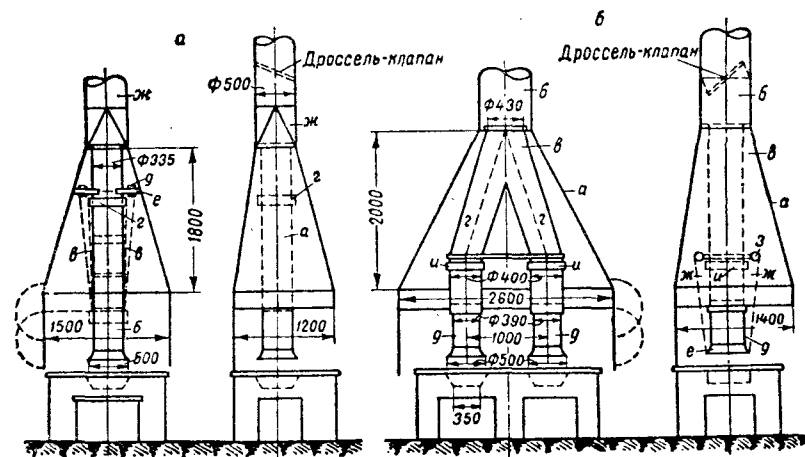


Рис. XIV—14. Вытяжные зонты для угольных горнов

<sup>1</sup> Расчет заимствован из работы: Кучерук В. В., Прузнер А. С. Типовые проекты вытяжной вентиляции от кузнечных горнов с естественным побуждением вытяжки // Гигиена труда и техника безопасности. — 1934. — № 5—6.

Зонты снабжены фартуками и имеют одну сборную трубу для отвода продуктов горения в атмосферу и так называемые центральные трубы (по количеству огней), расположенные под зонтом. Центральные трубы находятся над огнями и при помощи противовесов имеют возможность перемещаться по вертикали, занимая положение ближе или дальше от огня в зависимости от состояния горения угля. При розжиге, когда образуется много дыма, а тяга вследствие непрогретости труб мала, устье трубы сдвигается в самое нижнее положение, непосредственно над углями, так что весь дым и газы образуются под трубой. При хорошем горении, когда конвективный поток приобретает устойчивый характер, устье трубы поднимается на 350—400 мм от верха горна. Продукты горения, не захваченные трубой, попадают под зонт и удаляются через специально оставляемую кольцевую щель между зонтом и центральной (телескопической) трубой в общую сборную трубу.

Для определения размеров вытяжных труб от зонта необходимо задаться рядом величин.

Прежде всего надлежит задаться расходом угля. Горн в один огонь. Расход угля, характерный для среднего горения, составляет 10 кг/час. Он может сильно колебаться во времени, и поэтому полученные из расчета на 10 кг/час размеры вытяжного устройства должны быть проверены на пропуск большего объема смеси при сильном горении (для расхода угля на 15 кг/час). Проверка должна быть также сделана на достаточность высоты запроектированной трубы для создания давления, способного протолкнуть необходимое количество смеси (через вытяжные трубы) при слабом горении, с расходом угля 5 кг/час.

Расчетный расход угля для горна в два огня принимается в 16,7 кг для одного огня и 7,4 кг для другого.

Затем необходимо задаться температурой смеси газов и воздуха, удаляемых вытяжной вентиляцией. Температура смеси зависит от интенсивности горения угля, доли тепла угля, уносимой с продуктами горения в вытяжную трубу, и количества подмешивающегося к газам воздуха.

Принимаются три вида интенсивности горения: максимальное, среднее и слабое. Два последних условия в основном зависят от конструкции горна и вентиляционного устройства.

Для приводимых конструкций в соответствии с предварительно проведенными экспериментами на опытном зонте принимались температуры согласно табл. XIV—1. При этом температура в кузнице принималась равной 15°.

Наконец, надлежит задаться и количеством тепла, уходящего со смесью через центральную и сборную трубы и через зонт.

В зависимости от интенсивности горения и конструкции вытяжного устройства расход тепла на нагрев изделий, потерю в окружающую среду и с уходящими продуктами горения меняется.

	Расход угля, кг/час	Температура, °С		
		в центральной трубе	в сборной трубе	под зонтом
Для горна на один огонь	10	155	90	32
» » » два огня	{ 7,4 16,7	{ 125 190	110	32

Для горна на один огонь принималось, что через центральную трубу удаляется (от тепла топлива) 70% и через сборную — 80%, для горна на два огня — соответственно 60 и 65%.

Естественная вытяжка от горна обладает способностью саморегулирования, и между размерами трубы, объемом, температурой смеси, удельным весом ее и давлением существует определенная зависимость. Изменение одного из параметров, например площади сечения трубы  $F$ , вызывает изменение напора  $H$ .

Допустим, что  $H=f(F)$ ; тогда при изменении  $F$  и (при высоте трубы  $l=\text{const}$ ) скорость  $v$  в трубе остается неизменной, но за счет изменения сечения трубы  $F$  изменится  $V_{см}$  — объем удаляемой смеси. Но так как объем (и количество тепла) продуктов горения остается при этом неизменным, то изменение объема смеси произойдет за счет изменения объема  $V_{см}$ , подмешивающегося к продуктам горения окружающего воздуха. Это вызовет изменение температуры смеси, а следовательно, и изменение  $H$ , так как  $H=f(t, l)$ .

Из приведенного несомненно, что  $t$  смеси зависит от площади сечения трубы  $F$ , то есть  $t=\varphi(F)$ , а следовательно, и  $H=f(t, l)=f[\varphi(F), l]=\varphi(F, t)$ .

Если площадь сечения трубы  $F$  и высота  $l$  постоянны, то в трубе обязательно установится скорость смеси, которая определяется условием:

$$v = v',$$

где  $v$  — скорость, вычисленная по температуре (следовательно, и объему) смеси,

$$v = f(F, V_{см}),$$

а  $v'$  — скорость, вычисленная по  $H$ ,

$$v' = f_1(H, \gamma).$$

Если мы в расчете примем размеры трубы и смеси такие, при которых

$$v < v',$$

го действительное давление окажется больше, чем расчетное (по которому определялось  $v'$ ). Это объясняется тем, что неизменное количество тепла продуктов горения распределится между меньшим количеством смеси, чем принято по скорости  $v$  и сечению трубы  $F$ , и температура смеси будет выше, чем та, по которой определено давление в горне.

Под действием большего давления действительная скорость будет больше расчетной. Это в свою очередь вызовет увеличение  $V_{см}$  — объема удаляемой смеси и уменьшение температуры смеси против тех, которые получились бы при скорости  $v'$ , и в трубе установится некоторая действительная скорость  $v''$ . Эта скорость связана, с одной стороны, условием  $v > v'' > v'$ , а с другой — тем, что  $v''$ , определенное по температуре смеси, и  $v'$ , определенное по давлению вследствие разности удельных весов, будут равны, и, значит, температура смеси, которой мы задались при вычислении  $v$ , была принята нами неправильно. Только совпадение скоростей  $v$  и  $v'$  подтверждает правильность выбранной температуры смеси, единственно возможной при принятых условиях расчета (количество сжигаемого угля, процент тепла, уходящего с продуктами горения, диаметр и высота трубы и наружная температура). Если же, наоборот, заданным является объем удаляемой смеси (а значит, и температура ее), то при несовпадении  $v$  и  $v'$  придется изменять диаметр или высоту трубы (или то и другое вместе) и тем самым изменять располагаемое давление и сопротивление.

Но при всех этих изменениях совпадение определенных двумя способами скоростей  $v$  и  $v'$  будет гарантировать совпадение действительных скорости и объема удаляемой смеси с расчетными (конечно, при условии правильной оценки сопротивлений в системе и количества располагаемого тепла в уходящих газах).

При необходимости задаться правильными термическими параметрами при расчете вентиляционного устройства от горна весьма важно правильно учесть потери давления на трение и местные сопротивления во всех участках запроектированной конструкции.

## § 61. Бортовые отсосы и передувки

Бортовые отсосы и передувки устраиваются главным образом у промышленных ванн, наполненных разного рода водяными растворами. Как известно, для придания металлическим изделиям изящного вида, защиты от коррозии, а в некоторых случаях и для сообщения поверхностному слою большей твердости их покрывают тонким слоем защитного металла.

Для защитного металлического покрытия применяются цинк, кадмий, свинец, олово, никель, медь, алюминий и хром.

Покрытие может производиться расплавленным металлом (оцинковка, лужение, освинцевание); нанесением слоя распыленного металла (цинка, свинца, алюминия); гальваническим способом (с применением цинка, кадмия, хрома, никеля, меди), имеющим наибольшее распространение.

Каким бы способом ни наносилось покрытие, поверхность металлургического изделия предварительно подвергают очистке от ржавчины, окислы, жира и грязи. Очистка производится механическим или химическим способом. Механическая обработка производится на наждачных и полировальных кругах, барабанах и в пескоструйных камерах. Химическая обработка производится в ваннах, наполненных различными растворами серной, соляной кислоты, подогретыми до 50—80° (травление); удаление жира производится горячими щелочными растворами, а минеральное масло удаляется бензином или другими растворителями. Применяется также электролитический способ очистки и обезжиривания металлов.

При травлении металлов вместе с парами воды увлекаются мельчайшие капельки раствора кислоты.

Обезжиривание в хлорированных углеводородах (трихлорэтилен) сопровождается выделением весьма ядовитых паров растворителя.

Особенно вредными при электролизе являются ванны хромирования, омеднения, оцинкования и серебрения, процессы в которых связаны с добавлением в электролит цианистых соединений. Ядовитое действие этих паров усиливается, если процесс ведется при повышенной температуре раствора.

Особенно вредными являются пары хромовой кислоты и цианистый водород, который может выделяться при случайном попадании небольших количеств кислоты в щелочную среду электролита.

В тех случаях, когда ванны с вредными выделениями не могут быть укрыты вытяжными шкафами, применяют бортовые отсосы или передувки. Препятствием к устройству вытяжных шкафов, требующих наименьшего расхода воздуха, является наличие мостовых кранов и иных подъемно-транспортных устройств, при помощи которых производятся загрузка, выгрузка и транспорт обрабатываемых в ваннах изделий.

### *Бортовые отсосы*

Оформляются в виде щелевых приемников-воздуховодов, размещаемых по сторонам ванны, вблизи зеркала испарения.

Бортовые отсосы бывают обычные, со щелями приемников в вертикальных плоскостях, и опрокинутые, с отверстиями в горизонтальной плоскости (рис. XIV—15).

Бортовые отсосы могут быть однобортовыми, когда щель с одной длинной стороны борта, двухбортовыми и круговыми— со всех сторон ванны.

Задача бортового отсоса заключается в том, чтобы удалить с поверхности травильных, гальванических и других ванн выделяющиеся пары и полые капли растворов.

Рассчитать бортовой отсос— значит определить вид его (однорядный или двухбортовой, простой или опрокинутый), высоту щели и расход воздуха в зависимости от температуры раствора и токсично-

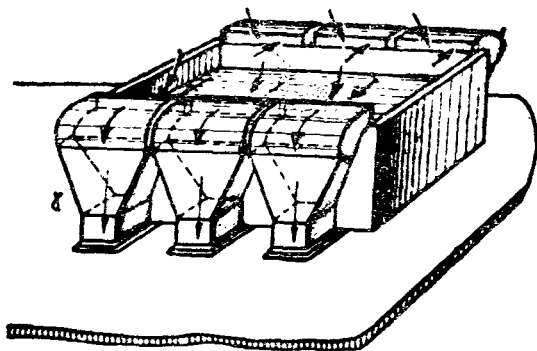


Рис. XIV—15. Бортовой отсос

сти выделений. С аэродинамической стороны задача сводится к взаимодействию источника и стока или стоков. Гигиенические требования состоят в том, чтобы концентрации вредностей, транспортируемых тепловым потоком, на уровне дыхания над ванной не превышали предельно допустимых.

Первая попытка аналитического решения была сделана инж. И. Л. Виварелли.

Задача обычного однобортового отсоса решалась как взаимодействие источника (конвективная струя над зеркалом ванны) и линейного стока. Задача решалась как плоская. Исходная упрощенная схема явления показана на рис. XIV—16.  $OB$  — ширина ванны, наполненной до краев раствором. Для упрощения выступы бортов отброшены. В точке  $O$  линейный сток с присущим ему радиальным спектром линий тока, источник — конвективная струя шириною  $OB$ .

При бортовых отсосах на частицу воздуха, находящуюся у поверхности ванны, действуют подъемная сила и подсосывание. Под влиянием их частица движется по криволинейной траектории. При однобортовом отсосе в наиболее неблагоприятном отношении в смысле улавливания находятся частицы, расположенные у борта, противоположного отсосу.

Если траектория такой частицы замкнется на отверстии отсоса (то есть частица окажется уловленной) и будет проходить на небольшой высоте над ванной, то этих условий будет

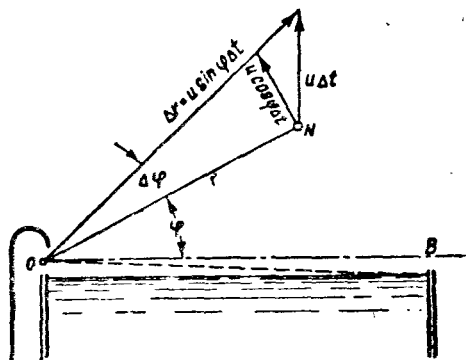


Рис. XIV—16

достаточно для эффективной работы бортового отсоса. Для построения траектории частицы нужно предварительно определить, по какому закону происходит изменение обеих составляющих скоростей.

Для восходящего теплового потока достаточно ограничиться законом изменения скоростей тепловой струи на небольшом расстоянии от ванны. Скорость подсосывания можно определить, если рассматривать щель отсоса как линейный сток.

Исходя из того, что подъемная сила  $P$  в тепловом потоке (в среде постоянной температуры и плотности) является постоянной по всему пути потока, можно написать

$$P = \frac{\gamma_{cp} - \gamma_{nom}}{\gamma_{nom}} M_{nom} g = \text{const},$$

где  $P$  — подъемная сила, кг;

$\gamma_{cp}$  — удельный вес окружающего воздуха, кг/м<sup>3</sup>;

$\gamma_{nom}$  — среднее значение удельного веса в сечении потока, кг/м<sup>3</sup>;

$M$  — масса потока в том же сечении.

Пренебрегая увеличением массы на рассматриваемых небольших расстояниях от ванн, можно принять ускорение постоянным, то есть движение равноускоренным.

По теореме сила равняется массе, умноженной на ускорение, имеем

$$P = M \frac{du}{dt},$$

где  $u$  — средняя скорость восходящего потока;

$t$  — время, протекающее с момента отрыва потока от зеркала ванны.

$$\frac{du}{dt} = \frac{P}{M} = \frac{\gamma_{cp} - \gamma_{nom}}{\gamma_{nom}} g.$$

Заменяя отношение удельных весов отношением абсолютных температур, получим

$$\frac{du}{dt} = \frac{T_{nom} - T_{cp}}{T_{cp}} g.$$

После интегрирования, принимая начальную скорость равной нулю, найдем

$$u = \frac{T_{nom} - T_{cp}}{T_{cp}} gt.$$

На небольшом расстоянии от ванны отношение избыточных температур можно принять равным



$$\frac{T_{\text{пот}} - T_{\text{ср}}}{T_{\text{нов}} - T_{\text{ср}}} \approx 0,33,$$

где  $T_{\text{нов}}$  — абсолютная температура нагретой поверхности.  
Подставляя вместо

$$T_{\text{пот}} - T_{\text{ср}} = \frac{T_{\text{нов}} - T_{\text{ср}}}{3},$$

получим

$$u = \frac{T_{\text{нов}} - T_{\text{ср}}}{3T_{\text{ср}}} gt = \delta gt,$$

где

$$\delta = \frac{T_{\text{нов}} - T_{\text{ср}}}{3T_{\text{ср}}}.$$

Скорость, создаваемая односторонним бортовым отсосом (если рассматривать его как линейный сток), может быть выражена

$$v = \frac{L'}{\theta l r} = \frac{L'_0}{\theta r},$$

где  $v$  — полярная скорость, м/сек;

$L'$  — секундный расход воздуха для всей щели отсоса, м<sup>3</sup>/сек;

$l$  — длина щели, м;

$L'_0 = \frac{L'}{l}$  — секундный расход 1 пог. м щели;

$r$  — расстояние от щели до рассматриваемой точки;

$\theta$  — величина, зависящая от угла  $\varphi$  между границами, в которых идет подсосывание к щели.

Рассмотрим произвольную частицу  $N$  восходящего теплового потока (рис. XIV—16). Частица участвует в сложном движении: движение вверх сообщает подъемная сила и движение к щели — подсос. Возьмем полярную систему координат с полюсом в центре щели и полярную ось параллельно зеркалу ванны.

Элементарные изменения в полярных координатах:

$$\Delta r = -v \Delta t + u \sin \varphi \Delta t;$$

$$\Delta \varphi = \frac{u \cos \varphi}{r} \Delta t.$$

Подставляя  $v$  и  $u$  согласно выведенным ранее соотношениям, получим

$$\Delta r = \frac{L_0'}{\theta r} \Delta t + \delta g \sin \varphi t \Delta t;$$

$$\Delta \varphi = \delta g \cos \varphi \frac{t \Delta t}{r}.$$

Чтобы перейти к безразмерным длинам (в долях ширины ванны  $b$ ), обозначим

$$\frac{r}{b} = \rho \text{ и } \frac{\Delta r}{\Delta b} = \Delta \rho.$$

Тогда уравнения могут быть переписаны в следующем виде:

$$\Delta \rho = - \frac{L_0'}{\theta b^2} \cdot \frac{\Delta t}{\rho} + \frac{\delta g}{b} \sin \varphi t \Delta t;$$

$$\Delta \varphi = \frac{\delta g}{b} \cdot \frac{1}{\rho} \cos \varphi t \Delta t.$$

Введем некоторую вспомогательную безразмерную величину  $\tau$ :

$$\tau = \frac{L_0'}{\theta b^2} t.$$

Тогда

$$t = \frac{\tau \theta b^2}{L_0'} \text{ и } \Delta t = \frac{\Delta \tau \theta b^2}{L_0'}.$$

Подставляя значения  $t$  и  $\Delta t$ , получим

$$\Delta \rho = - \frac{\Delta \tau}{\rho} + \frac{\delta g \theta^2 b^3}{(L_0')^2} \sin \varphi \tau \Delta \tau;; \quad \Delta \varphi = \frac{\delta g \theta^2 b^3}{(L_0')^2} \cos \varphi \frac{1}{\rho} \tau \Delta \tau.$$

Величина  $\frac{\delta g \theta^2 b^3}{(L_0')^2}$  является безразмерной и зависит от условий устройства бортового отсоса и работы ванны. Обозначим ее буквой  $A_0$ :

$$A_0 = \frac{\delta g \theta^2 b^3}{(L_0')^2}.$$

Тогда предыдущие уравнения могут быть переписаны в следующем виде:

$$\Delta \rho = - \frac{\Delta \tau}{\rho} + A_0 \sin \varphi \tau \Delta \tau; \quad \Delta \varphi = A_0 \cos \varphi \frac{1}{\rho} \tau \Delta \tau.$$

Так как интегрирование этих уравнений крайне сложно, то для решения их применяется графоаналитический способ. В безразмерный параметр  $A_0$  входят две неизвестные величины  $\Theta$  и  $\delta$ . С достаточной для практики точностью величина  $\Theta$  может быть принята равной  $\Theta = \varphi^{1/2}$  и постоянной во всем интервале интегрирования. Величина  $\delta$  применительно к бортовому отсосу изменяется в связи с тем, что тепловая струя по мере своего восхождения и подсасывания к щели растворяется во все больших массах окружающего воздуха. Значение  $\delta$  от полной величины у борта, противоположного отсосу, по мере приближения к отсасывающей щели падает практически до нуля. На основании этого вводится некоторый поправочный коэффициент  $\sigma$ , среднее значение которого принимается постоянным и находится между единицей и нулем; тогда

$$\Delta\rho = -\frac{\Delta\tau}{\rho} + \delta A_0 \sin \varphi \tau \Delta\tau;$$

$$\Delta\varphi = \sigma A_0 \cos \varphi \frac{1}{\rho} \tau \Delta\tau.$$

Давая различные значения  $\sigma A_0$ , можно построить траекторию частицы. Если траектория частицы, выделяющейся со стороны, противоположной отсосу, замыкается на щель (и возвышается над уровнем ванны на определенную, заранее заданную высоту), то работу отсоса можно признать удовлетворительной.

Зная, какому значению  $\sigma A_0$  это соответствует, можно найти и необходимый объем вытяжки из выражения

$$\delta A_0 = \frac{\sigma \delta g \Theta^2 b^3}{(L'_0)^2};$$

решая его относительно  $L'_0$ , найдем

$$L'_0 = \frac{1}{A_0^{1/2}} (\delta g b^3)^{1/2} \cdot \Theta \text{ м}^3/\text{сек м}.$$

Путем построений (рис. XIV—17) были определены различные значения  $\sigma A_0$ , при которых частица замыкается на щель, проходя на различных расстояниях от уровня ванны.

Значение  $\sigma$ , как показывают сделанные И. Л. Виварелли расчеты, может быть принято равным  $\sigma = 0,5$ .

На основании рис. XIV—17 значение  $\sigma A_0$  принимается постоянным и равным  $\sigma A_0 = 4$ ; следовательно,  $\frac{1}{\sqrt{A_0}} = 0,35$ .

Расход воздуха на всю длину щели  $L = L'_0 l$  выражается

$$L' = \frac{lb}{\sqrt{A_0}} \sqrt{\frac{(T_{нов} - T_{ср}) b g \varphi}{3 T_{ср}}} \text{ м}^3/\text{сек}.$$

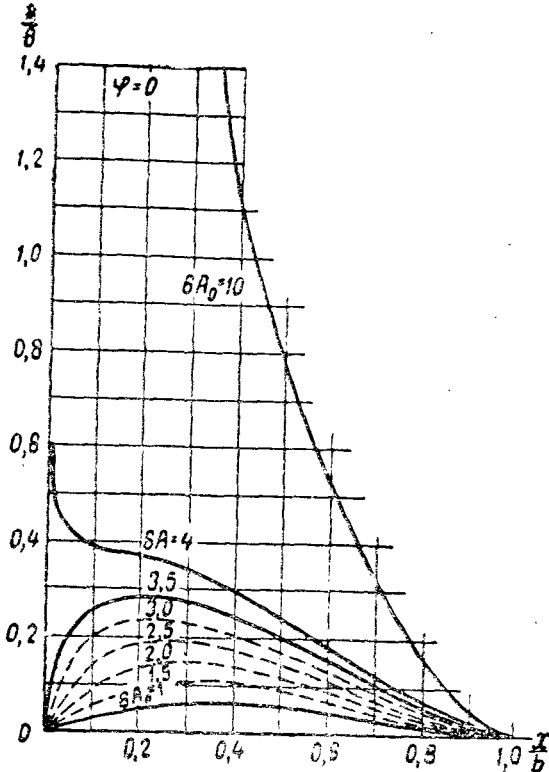


Рис. XIV—17

Здесь  $l$  — длина щели, равная длине ванны, м;

$b$  — ширина ванны, равная расстоянию между щелями отсоса — при двухбортовом отсосе и при однобортовом — расстоянию от края ванны до щели, м;

$\varphi$  — угол, описанный из центра щели радиусом, равным ширине для однобортового отсоса и полуширине ванны при двухбортовом отсосе.

Такая же формула аналогичным приемом получена для обычного двухбортового отсоса со значением  $\frac{1}{Ag} \leq 0,5$ :

$$L'_0 = \frac{lb}{A_0} \sqrt{\frac{T_{nos} - T_{cp}}{3T_{cp}}} gb\varphi \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Сравнивая  $1/A_0 = 0,35$  и  $1/A_0 = 0,5$ , видим, что двухбортовой отсос согласно этой теории требует почти в полтора раза большего расхода воздуха, чем однобортовой.

Это совершенно логично вытекает из упрощенной схемы явления, так как частицу, всплывающую над ванной, отсосы тянут в разные стороны, что тормозит ее движение к стоку.

В расчетные формулы, поскольку они выведены в предположении щели бесконечной длины (плоская задача), И. Л. Виварелли вводит поправки для учета влияния торцовых сторон  $k_m$ : для одностороннего отсоса  $k_m = \left(1 + \frac{b}{4l}\right)^2$ , для двустороннего отсоса  $k_m = \left(1 + \frac{b}{8l}\right)^2$ .

Кроме этого, в расчетные формулы вводятся коэффициенты запаса  $k_3$ : для ванны с токсичными выделениями  $k_3 = 1,5—1,75$ , для ванны с особо токсичными выделениями  $k_3 = 1,75—2,0$ .

Большой диапазон значений коэффициента запаса, недостаточно обоснованного экспериментальными данными, сомнительность в необходимости надбавки на влияние торцов и отсутствие явного учета подвижности воздуха в помещении заставляют пользоваться при расчете проверенными экспериментальными данными.

После И. Л. Виварелли попытки теоретического решения задачи о бортовых отсосах были сделаны С. Е. Бутаковым<sup>1</sup>, Ю. Г. Ключиным<sup>2</sup>, В. Н. Талиевым<sup>3</sup> и Б. Ю. Данюшевским<sup>4</sup>.

Ниже на рис. XIV—18 представлены исходные схемы, положенные этими авторами в основу расчетов (по-прежнему без бортов ванны).

Такое кажущееся незначительным упрощение, как увидим далее, играет весьма существенную роль в распределении потоков над ванной и обесценивает практически результаты теории.

Произведенные В. В. Батуриным и М. М. Барановым тщательные наблюдения за потоками над ваннами при работе бортовых отсосов показали, что наличие бортов совершенно искажает картину течений, исходную для теории.

Установка состояла из ванны  $1,0 \times 1,0$  м<sup>2</sup>, глубиной 0,6 м. Зеркало воды путем передвижки отсосов могло уменьшаться до  $0,5 \times 1,0$  м<sup>2</sup>. Отсосы были обычные и опрокинутые. Наибольшее распространение имеют ванны с отношением сторон 1:1 и 1:2. Борта ванны обвязаны равнобокими уголками  $50 \times 50$  мм. Щель отсоса высотой 80 мм по длине разделена на четыре отдельные секции, которые присоединены к сборному коллектору. Нижняя кромка коробки — на уровне борта ванны.

Расход воздуха измерялся трубами Вентури. Для нагревания воды в ванне было установлено 10 электронагревателей типа

<sup>1</sup> Бутаков С. Е. Аэродинамика систем промышленной вентиляции. — М.: Профиздат, 1949.

<sup>2</sup> Ключин Ю. Г. К вопросу о расчете бортовых отсосов от промышленных ванн. — Новосибирск, 1950.

<sup>3</sup> Талиев В. Н. Аэродинамика вентиляции. — М., 1954.

<sup>4</sup> Данюшевский Б. Ю. Вопросы вентиляции нефтеперерабатывающих и машиностроительных заводов. — М.: Гостоптехиздат, 1953.

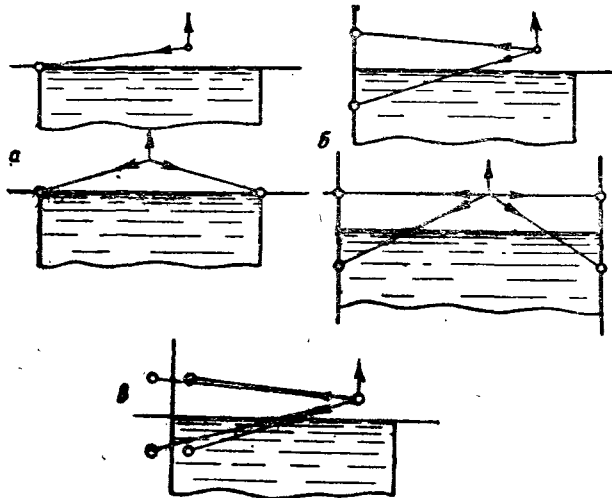


Рис. XIV—18. *а*—схема И. Л. Виварелли, *б*—схема В. Н. Галиева, *в*—схема Б. Ю. Данюшевского

ТЭН. Предусматривалась возможность включать по два нагревателя.

Эффективность отсосов оценивалась визуально. Потoki воздуха над нагретой ванной при отсосе подкрашивались дымом четыреххлористого титана.

Оценка производилась не только по отсутствию прорыва дыма в помещение, но ставилось дополнительное условие, чтобы высота дымового облака над ванной не превосходила определенной высоты над бортом ванны (в зависимости от токсичности раствора), чтобы дым не мог попасть в органы дыхания рабочего, обслуживающего ванну. Высота дымового облака над ванной при данной температуре раствора зависит от расхода воздуха: чем больше расход, тем меньше высота. Эта высота над бортом ванны была установлена в 80, 160 и 200 мм.

При действии отсоса происходит интенсивный срыв потоков со свободных бортов ванны (свободных от отсосных коробов). Срыв особенно интенсивный с кромок ванн, борта которых обвязаны уголками, сопровождается образованием вихрей: у однобортового отсоса, у трех свободных сторон, — в виде подковы, у двухбортовых — по обеим сторонам. Вихревые шнуры подсасывают ближайшие к ним выделения с поверхности ванны и заставляют их двигаться не в сторону бортового отсоса, в частности у однобортового отсоса — в противоположную сторону, как это схематически показано в разрезе и плане на рис. XIV—19.

Такие же зарисовки в отношении двухбортового отсоса показаны на рис. XIV—20.

Одного рассмотрения этих зарисовок достаточно, чтобы сделать вывод о том, что двухбортовой отсос потребует меньшего расхода воздуха, чем однобортовой, вопреки теории.

Диаметр образующегося при срыве вихря зависит от расстояния уровня воды до кромки ванны. Чем больше диаметр вихря, тем больше поверхность ванны, с которой выделения направляются к свободным бортам, а не непосредственно в отсос, как принято в теории.

Например, когда расстояние  $H$  составляет 200 мм, почти вся масса воздуха с поверхности ванны ( $1 \times 1 \text{ м}^2$ ) направляется к свободным бортам.

Когда расстояние до зеркала жидкости  $H = 80 \text{ мм}$ ,

присос к свободным бортам ослабляется. С увеличением расстояния  $H$  объем отсоса увеличивается. Можно указать, что при  $H = 200 \text{ мм}$  — из четырех секций, на которые разделена щель отсоса, отработавший воздух отсасывается только крайними секциями, в которые устремляются вихревые шнуры, в два средних засасывается почти исключительно воздух помещения.

Чтобы уменьшить интенсивность и смягчить срыв потока с борта ванны при  $H = 160 \text{ мм}$ , следует применять простейшие обтекатели, например обвязку ванны делать не уголками, а трубками  $d = 25 \div 50 \text{ мм}$ .

Нужно заметить, что влияние расстояния уровня раствора от борта ванны  $H$  двойственное; если минимальное  $H$  меньше нарушает перемещение непосредственно в отсос, то в отношении возможности сдува в сторону от отсоса  $H$  менее благоприятно, и для большей устойчивости против таких помех требуется увеличение расхода воздуха.

Разница между обычными и опрокинутыми отсосами, вызванная их конструктивными особенностями, в основном сводится к тому, что у обычных отсосов потоки менее прижаты к поверхности раствора, чем у опрокинутых; кроме того, обычные отсосы захватывают больше нерабочего, «паразитного», воздуха из помещения, чем воздуха, загрязненного вредными парами и газами с поверхности ванны.

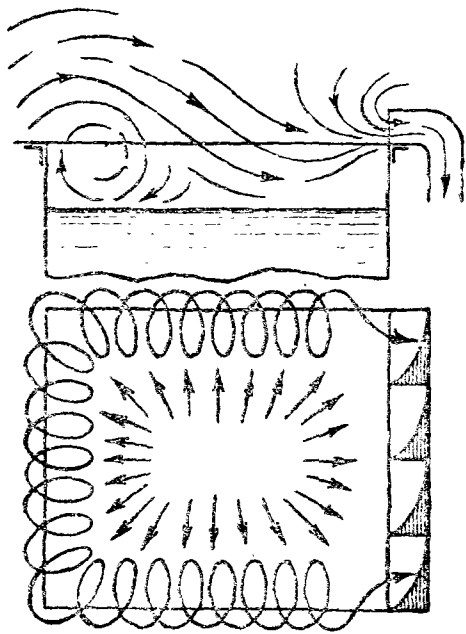


Рис. XIV—19. Обычный однобортовой отсос. Схема образования вихрей

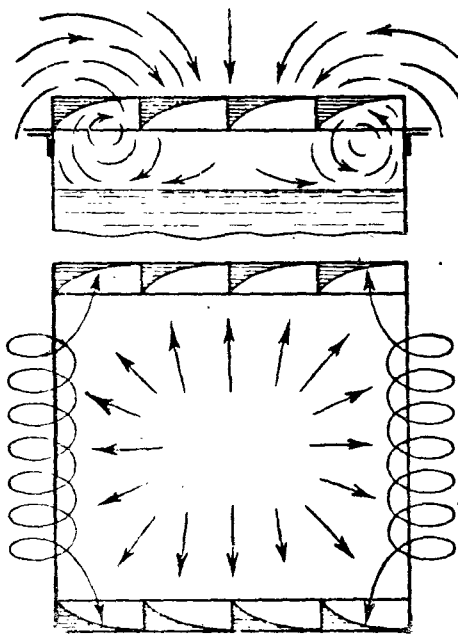


Рис. XIV—20. Обычный двухбортовой отсос. Схема образования вихрей

Расход воздуха на бортовые отсосы зависит от вида отсоса (однобортовой, двухбортовой, обычный, опрокинутый), от избыточной температуры раствора в ванне  $\Delta t$  (разности температур раствора и окружающего воздуха), от расстояния уровня жидкости до борта ванны  $H$ , от высоты  $h$  слоя загрязненного воздуха над бортом ванны при действии отсоса и от подвижности воздуха в помещении.

Рассматривая характер потоков на поверхности ванн, можно прийти к заключению (вопреки долго господствовавшему мнению), что как обычные, так и опрокинутые однобортовые отсосы требуют больших расходов воздуха, чем двухбортовые, при прочих равных условиях.

Для всех видов бортовых отсосов повышение избыточной температуры раствора вызывает увеличение расхода воздуха.

Изменение расстояния  $H$  от уровня раствора до борта ванны (без учета подвижности воздуха) по-разному влияет на расходы воздуха у обычных и опрокинутых бортовых отсосов: при  $H < 100$  мм обычные отсосы требуют меньшего расхода, при  $H > 100$  мм преимущество переходит к опрокинутым, при  $H = 100$  мм обычные и опрокинутые отсосы требуют почти одинакового расхода воздуха.

Это можно объяснить тем, что при  $H < 100$  мм (лучше сказать, при  $H$ , равном 1—1,2 ширины щели) скорости вблизи поверхно-



сти ванны как при обычных, так и при опрокинутых отсосах примерно одинаковы; при увеличении  $H$  до 160—200 мм (две ширины щели) скорости у опрокинутых отсосов существенно увеличиваются по сравнению с обычными.

С учетом подвижности воздуха как при  $H < 100$  мм, так и при  $H > 100$  мм преимущества переходят к опрокинутым отсосам за счет того, что у опрокинутых отсосов поток, как уже упомянуто, более прижат к зеркалу ванны.

Подвижность воздуха в помещении существенно влияет на эффективность отсосов. При большой подвижности расход воздуха значительно увеличивается по сравнению с расходом при спокойном состоянии.

Опыты в лаборатории производились при направленном специальным вентилятором потоке воздуха поперек ванны (параллельно щелям отсосов) со скоростями 0,2, 0,4 и 0,6 м/сек. Когда искусственный поддув не работал, неорганизованное пополнение воздуха через форточки и дверь достигало 6—10-кратного воздухообмена. В этом случае возникавшие в помещении токи воздуха не создавали существенных помех. Поэтому можно рекомендовать при расчетах принимать подвижность воздуха в помещении не более 0,4 м/сек.

Высота  $h$  слоя загрязненного воздуха над бортом ванны должна быть такой, чтобы загрязнения не проникали в органы дыхания рабочих, обслуживающих ванны.

Высота слоя зависит от расхода воздуха: чем больше расход, тем тоньше слой. Чем токсичнее выделение из ванн, тем меньше должна быть высота слоя  $h$ . При проектировании бортовых отсосов приходится задаваться высотой  $h$ .

Так, например, при проектировании ванн для хромирования можно принимать высоту  $h$  равной половине ширины щели, практически 40—50 мм над бортом ванны; для меднения, лужения, кадминирования, латунирования — в пределах 80—100 мм; для таких процессов, как обезжиривание, матирование, фосфатирование, — в пределах 160—200 мм.

Для определения количества воздуха, которое необходимо отсасывать от ванн, приводятся графики, разработанные в Московском институте охраны труда.

Общий вид формулы для расчета бортовых отсосов может быть представлен в виде<sup>1</sup>

$$L' = \alpha \sqrt{t_0 - t_{ном}} k_n k_v l,$$

где  $L'$  — расход воздуха, м<sup>3</sup>/час;

$\alpha$  — удельный расход воздуха, отнесенный к корню кубического из разности температур раствора ванны  $t_0$

<sup>1</sup> Батурич В. В., Баранов М. М. Основные положения по проектированию бортовых отсосов от травильных и гальванических ванн: Сб. науч. работ ин-тов охраны труда ВЦСПС. — М.: Профиздат, 1960. — Вып. 3.

и воздуха в помещении  $t_{\text{пом}}$  (определяется по графикам);

$k$  — коэффициент, учитывающий расстояние (в мм) от зеркала ванны до ее борта;

$k_v$  — коэффициент, учитывающий подвижность воздуха;

$l$  — длина ванны, м.

Для расчета обычных одно- и двухбортовых отсосов даны два графика (рис. XIV—21 и XIV—22), для расчета опрокинутых — также два графика (рис. XIV—23 и XIV—24). На этих графиках по оси абсцисс отложена ширина ванны при длине, равной 1 м, а по оси ординат — часовой расход воздуха, разделенный на корень кубический из разности температур между раствором в ванне и окружающим воздухом.

Поправки на подвижность воздуха (численные значения коэффициента  $S$ ) для однобортового отсоса, обычного и опрокинутого, даны на графике (рис. XIV—25); для двухбортового обычного отсоса — на графиках: рис. XIV—26 при  $H=80$  мм и рис. XIV—27 при  $H=200$  мм; для двухбортового опрокинутого отсоса — на графике (рис. XIV—28). На этих графиках по оси абсцисс отложено значение поправочных коэффициентов, а по оси ординат — избыточная температура ванны  $\Delta t_s = t_s - t_{\text{пом}}$ .

**Пример.** Рассчитать двухбортовой обычный отсос для ванны кадмирования шириной 0,75 м, длиной 1,2 м при  $\Delta t = 70^\circ$ . Расстояние от зеркала раствора до борта ванны  $H=80$  мм.

По графику (рис. XIV—22) для данной ширины ванны  $B=750$  мм и  $H=80$  мм находим  $\alpha=430$ . При  $H=80$  мм поправка на глубину уровня  $k_n=1$ . Поправку на подвижность воздуха 0,4 м/сек находим по графику (рис. XIV—26):  $k_v=1,55$ . Тогда

$$L' = 430 \cdot 4,12 \cdot 1,55 \cdot 1,20 = 3\,300 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Таблица XIV—2

Расходы воздуха для ванны, м<sup>3</sup>/час

Отсос	$H=80$ мм		$H=200$ мм	
	$h=80$ мм	$h=160$ мм	$h=80$ мм	$h=160$ мм

$\Delta t = 70^\circ, v = 0,4$  м/сек

Однобортовой обычный	6 300	5 100	5 800	4 300
» опрокинутый	5 300	4 300	3 800	3 200
Двухбортовой обычный	3 300	2 800	4 700	3 800
» опрокинутый	2 800	2 300	2 000	1 600

$\Delta t = 10^\circ, v = 0,4$  м/сек

Однобортовой обычный	3 000	2 400	2 500	2 000
» опрокинутый	2 500	2 100	1 800	1 500
Двухбортовой обычный	2 100	1 900	2 300	2 000
» опрокинутый	1 600	1 400	1 000	1 000

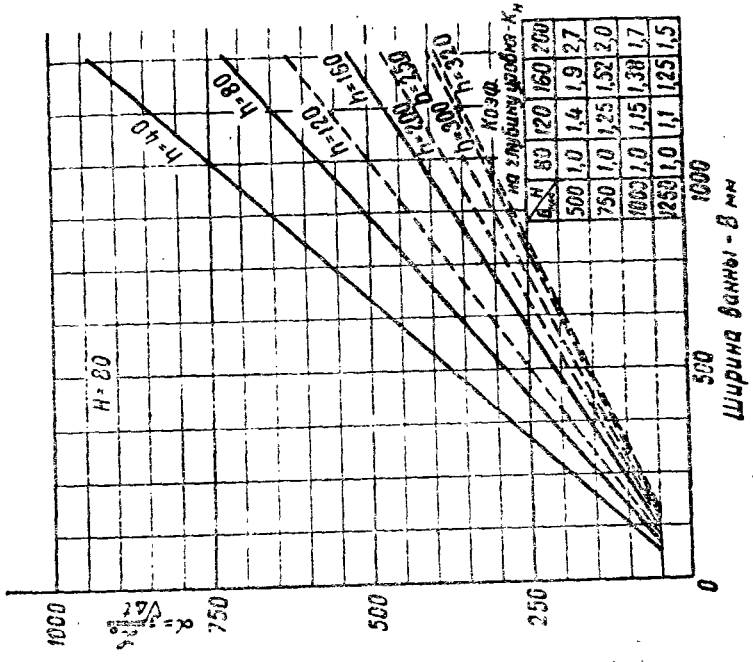


Рис. XIV—22. График для расчета обычного двухбортового отсоса

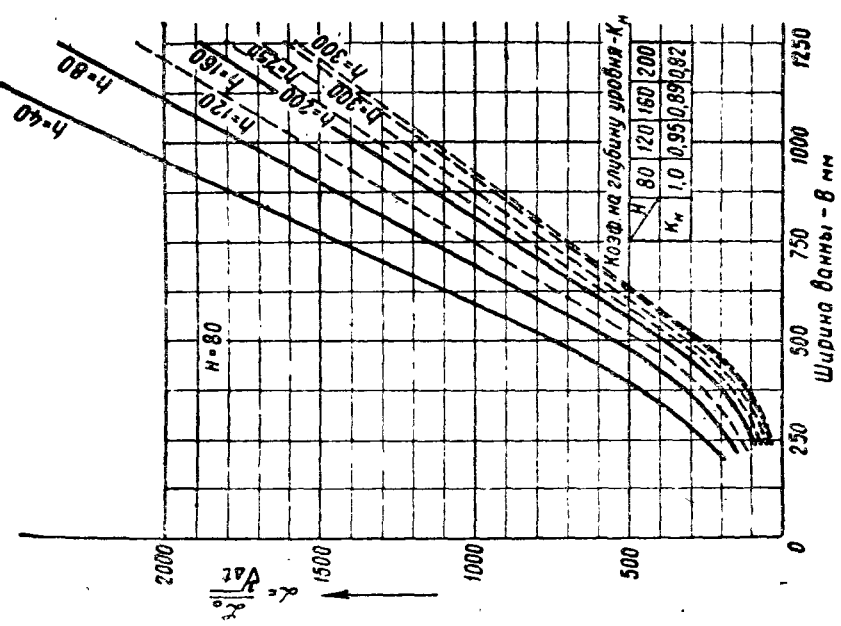


Рис. XIV—21. График для расчета обычного однобортового отсоса

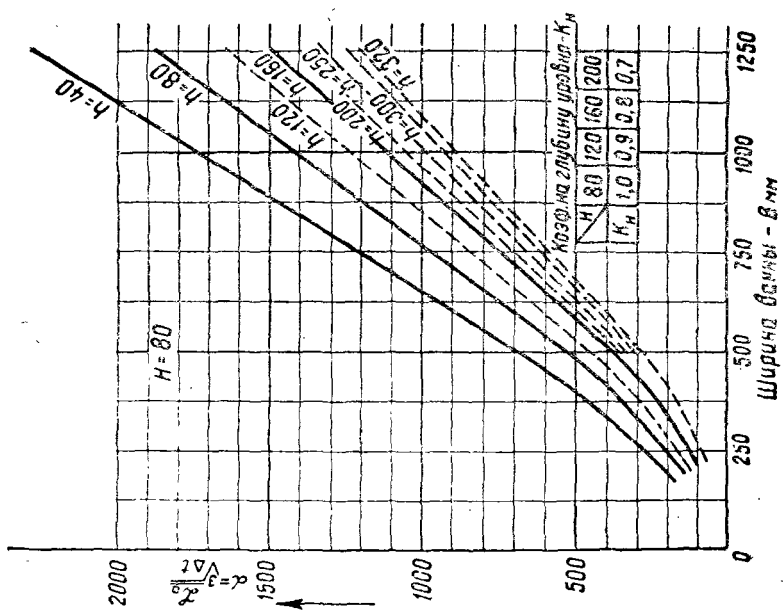


Рис. XIV—23. График для расчета опрокинутого одно-  
бортового отсоса

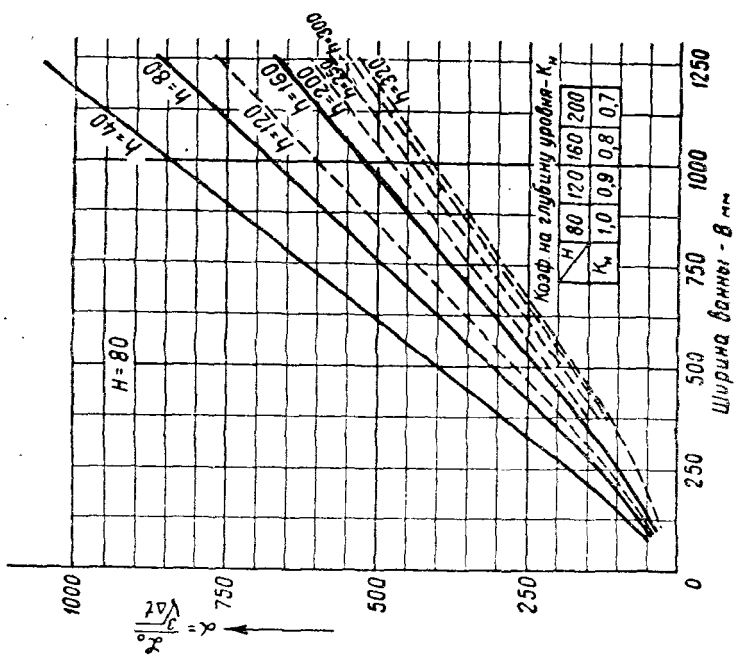


Рис. XIV—24. График для расчета опрокинутого двухбор-  
тового отсоса

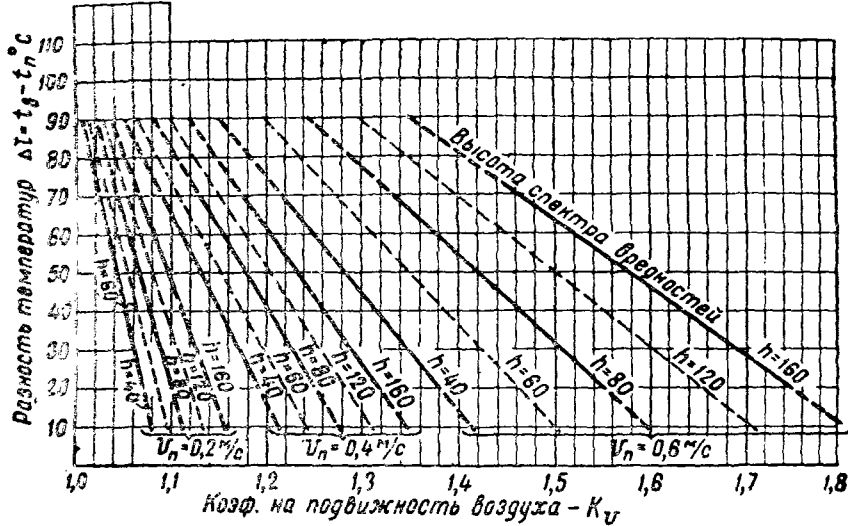


Рис. XIV—25. График поправочных коэффициентов для однобортовых обычных и опрокинутых отсосов

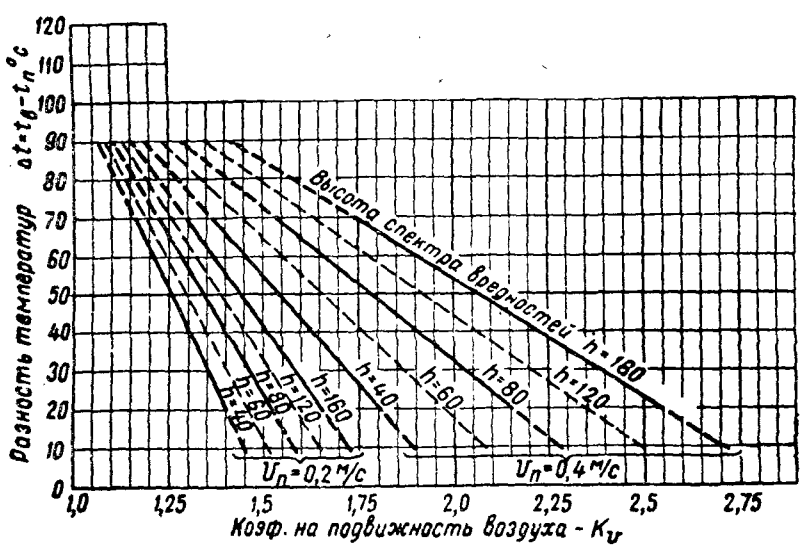


Рис. XIV—26. График поправочного коэффициента  $K_v$  для обычного двухбортового отсоса при  $H = 80$  мм

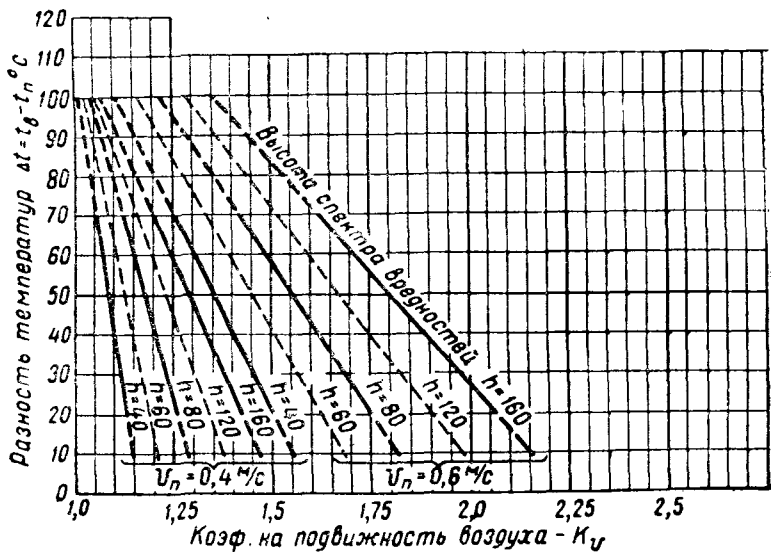


Рис. XIV—27. График поправочного коэффициента  $K_u$  для обычного двухбортного отсоса при  $H=200$  мм

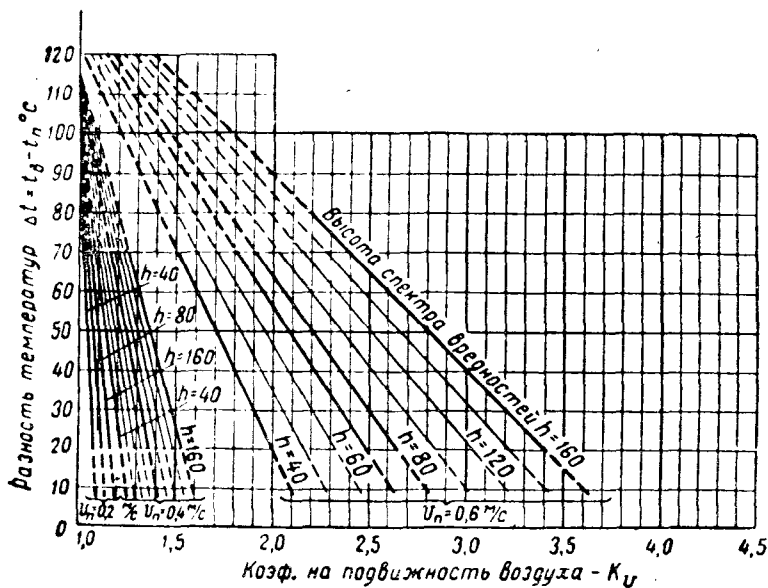


Рис. XIV—28. График поправочного коэффициента  $K$  для опрокинутого двухбортного отсоса

Для сравнительной оценки одно- и двухбортовых обычных и опрокинутых отсосов приведена табл. XIV—2.

В таблице даны расходы воздуха, исчисленные для ванны шириной  $B=0,75$  м и длиной  $l=1,2$  м при  $\Delta t=70^\circ$  и  $\Delta t=10^\circ$ , при расстоянии от уровня жидкости до борта ванны  $H=80$  мм и  $H=200$  мм и при высотах спектра течения над бортом ванны  $h=80$  мм и  $h=160$  мм.

Высоту щели бортового отсоса принимают равной 0,08—0,1 ширины ванны.

Для осуществления равномерного отсоса по всей длине щели рекомендуется разбивать ее на части таким образом, чтобы отсосные коробки получились в виде равносторонних треугольников.

Это обеспечивает равномерность отсоса по длине щели каждой коробки. Чтобы получить одинаковые расходы по длине всего борта во всех коробках, необходимо соблюдать соотношение

$$\frac{\Sigma f}{F} = 0,33 \div 0,4,$$

где  $\Sigma f$  — площадь щели;

$F$  — площадь сборного воздуховода.

Иными словами, скорости в щели должны быть в 2,5—3 раза больше скорости в сборном воздуховоде.

Чтобы обычный бортовой отсос мог работать как опрокинутый, у существующих отсосов можно рекомендовать устройство козырька на шарнире, как это показано на рис. XIV—29, а. Это особенно целесообразно применять в случае низкого уровня стояния раствора.

При конструировании промышленных ванн нужно иметь в виду, что всякого рода устройства, смягчающие срыв потока с кромок ванны, могут существенно уменьшать расход воздуха. Если оформлять борта ванны не угловой сталью, а, например, трубой диаметром 2" или 1 1/2", то расход воздуха можно уменьшить на 20—25%.

Против применения опрокинутых бортовых отсосов нередко выдвигается возражение, что они вызывают уменьшение ширины ванны на 16—20%. Избежать уменьшения рабочей ширины ванны можно, придав ей иной вид, как это указано на рис. XIV—29, б.

В последнее время путем рационализаторских технологических мероприятий представляется возможным существенно сократить количество испаряющихся растворов с поверхности травильных и гальванических ванн, а вместе с этим сократить и расходы воздуха на бортовые отсосы<sup>1</sup>.

Чтобы уменьшить поверхность испарений и выделения вредных веществ, зеркало раствора покрывается шариками из пластмассы.

Это мероприятие было предложено проектно-конструкторской

<sup>1</sup> Сборник материалов по проектированию и наладке санитарно-технических систем. — М.: Центральное бюро технической информации, 1962.

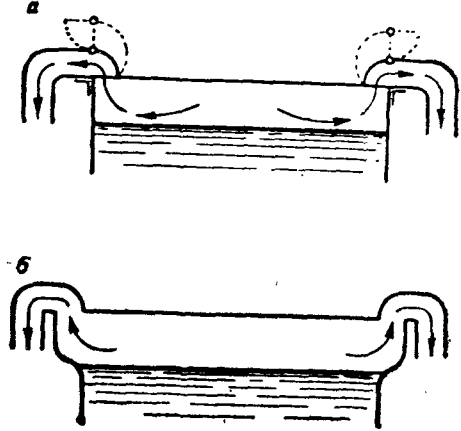


Рис. XIV—29

конторой (ПКК) Главсантехмонтажа, и ею же была исследована эффективность укрытия 80—85% зеркала ванн шариками  $\varnothing = 40$  мм в один слой.

Все ванны, встречающиеся в гальванических цехах, по токсичности выделяющихся вредностей были разделены на три группы.

Первая и вторая группы требуют устройства бортовых отсосов после покрытия зеркала раствора шариками.

Ванны третьей группы, если они установлены вместе с ваннами, снабженными бортовыми отсосами, и зеркало

их покрыто шариками, по утверждению Главсантехмонтажа, исключают даже необходимость общеобменной вентиляции.

К ваннам первой группы относятся ванны для:

- хромирования,
- электрополировки,
- травления в растворе фтористо-водородной кислоты,
- кадмирования в цианистом растворе,
- меднения в цианистом растворе,
- цианистого цинкования,
- электролитического обезжиривания в цианистом растворе,
- воронения,
- травления в смеси серной кислоты и селитры,
- травления медных и латунных деталей в азотной кислоте или смеси азотной и серной кислот,
- анодной декапировки в хромовой ванне,
- катодного травления,
- горячего оксидирования медных сплавов,
- оксидирования дюралюминия с воздушным перемешиванием,
- снятия свинцовой пленки и снятия хрома,
- блестящего травления в смеси соляной и азотной кислот,
- электролитического обезжиривания в щелочном растворе,
- анодирования в серной кислоте,
- анодирования в хромовой кислоте.

Ко второй группе относятся ванны, укрытие которых шариками настолько снижает количество выделяющихся в помещение вредностей, что позволяет ограничиться общеобменной вентиляцией помещения.

К этой группе отнесены ванны для:

- обработки в хромовом ангидриде,
- декапирования в цианистом натрии,



травления алюминия в щелочном растворе,  
травления в серной кислоте,  
осветления дюралюминия,  
лужения в щелочных растворах,  
химического обезжиривания,  
оксидирования (черного) листов из магниевых сплавов,  
фосфатирования.

К третьей группе относятся ванны, укрытие которых шариками исключает необходимость даже общеобменной вентиляции.

К этой группе отнесены ванны для:  
обработки в растворе хромпика,  
никелирования с воздушным перемешиванием,  
химического травления в серной кислоте,  
кислого меднения с воздушным перемешиванием,  
кислого цинкования с воздушным перемешиванием,  
осветления стальных деталей,  
фосфатирования мест, подлежащих азотированию,  
обработки анодированных мест в слегка подкисленной воде,  
промывки в мыльном растворе,  
обработки в хромовом ангидриде,  
пассивирования.

На основании опытов с ваннами, оборудованными бортовыми отсосами с расходом воздуха, определенным по приведенным данным ВНИИОТа, оказалось, что при применении шариков для опрокинутых двухбортовых отсосов расход воздуха можно сократить на 20%, а при обычных — на 40%.

ПКК рекомендует применять полые шарики  $\varnothing 40$  мм из полиэтилена НД (для температур до  $100^\circ$ ) и из пенополистирола (для температур до  $75^\circ$ ) с низко расположенным центром тяжести.

Количество шариков —  $660 \text{ шт/м}^2$  поверхности раствора.

Боковые отсосы можно рассматривать как некоторую разновидность бортовых отсосов. Они находят широкое применение на горячих процессах, например при выбивке опок, когда конвективная струя увлекает выделяющиеся газы, пары и высокодисперсную пыль и разносит их по помещению. В этих случаях для улавливания вредностей приходится улавливать конвективную струю.

Особенностью ее, как и вообще всех струй, является стремление при своем распространении налипать на вблизи расположенные стенки. Это обстоятельство, если его использовать, значительно облегчает задачу местного отсоса.

Вопросы расчета боковых отсосов, простых и с поддувом, изучались в МИОТе инженером Л. В. Кузьминой на моделях с последующей проверкой в натуре. Поскольку закономерности конвективной струи известны, то при обработке экспериментов масштабом для определения необходимого объема отсоса служил объем воздуха в конвективной струе (на уровне отверстий для отсоса). Необходимый и достаточный объем отсоса ( $L_0$ ) опре-

делялся как объем конвективной струи  $L'_{к.с.}$ , умноженный на определенный из опыта коэффициент ( $k$ ):

$$L'_o = kL'_{к.с.}$$

Нужно заметить, что численное значение  $k$  во много раз больше единицы. Это обусловлено тем, что подтекание к отверстию отсоса происходит не только от источника, но и из всего пространства и отсос, по существу, является как бы точечным стоком.

Объем конвективной струи  $L'_{к.с.}$  при производительности источника по конвективному теллу  $Q$  ккал/час на расстоянии  $z$  от полюса струи, как известно, пропорционален

$$L'_o \sim Q^{1/2} z^{3/2}.$$

Л. В. Кузьмина, экспериментировавшая с плоскими нагревателями (для имитации объемного тела они помещались на сплошные необогреваемые подставки), полюс струи принимала ниже поверхности источника на расстоянии, равном его ширине.

Чтобы обобщить разнообразные опыты, результаты их обрабатывали в следующих координатах: на оси абсцисс  $\frac{L'}{Q^{1/2} l^{3/2}}$  —

объем отсоса, отнесенный к величине, пропорциональной объему струи на расстоянии  $l$ ; на оси ординат — относительное расстояние от полюса  $z$  в калибрах  $l$ .

На рис. XIV—30 приведен график для расчета бокового отсоса. По известным  $Q$ ,  $l$  и  $z$  определяется объем отсоса.

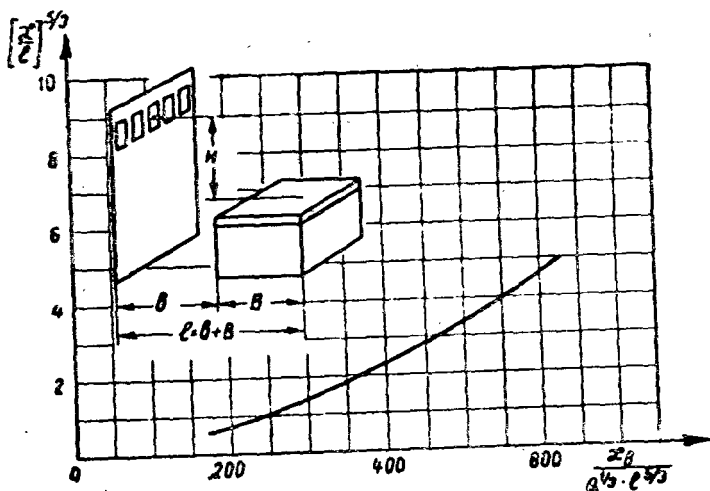


Рис. XIV—30. График расчета бокового отсоса

Из этого графика коэффициент  $k$  определяется следующим образом.

Обозначим  $\frac{L'}{Q^{1/2} l^{3/2}} = A$  и  $\left(\frac{z}{l}\right)^{3/2} = B$ . Решая эти равенства относительно  $l$  и приравнявая, получим

$$L' = \frac{A}{B} Q^{1/2} z^{3/2}; \text{ здесь } k = \frac{A}{B}.$$

Из графика следует, что величина  $k$  не остается постоянной: с увеличением абсциссы она убывает примерно с 200 до 120.

**Пример.** Определить объем отсоса от плиты размером  $0,6 \times 0,6$  м, с избыточной температурой  $(t_n - t_{окр}) = 140^\circ$ . Расстояние от плиты до всасывающих отверстий  $0,1$  м.

Определяем конвективную производительность источника:

$$Q = 5,36 \cdot 0,36 \cdot 140 = 270 \text{ ккал/час.}$$

Расстояние от полюса до всасывающих отверстий

$$z = H + B = 0,1 + 0,6 = 0,7 \text{ м.}$$

Отсос примыкает непосредственно к источнику  $l = 0,6$  м.

Подсчитываем:  $B = \left(\frac{z}{l}\right)^{3/2} = 1,3$ .

Этому значению по графику соответствует абсцисса

$$A = 275.$$

Отсюда

$$k = \frac{A}{B} = \frac{275}{1,3} = 212,$$

откуда  $L' = 212 \cdot 270^{1/2} \cdot 0,7^{3/2} = 757 \text{ м}^3/\text{час.}$

Для расчета бокового отсоса с экраном, примыкающим непосредственно к источнику, расчетный график представлен на рис. XIV—31 и для углового отсоса — на рис. XIV—32. Как следует из рассмотрения графиков, угловой отсос вследствие взаимного влияния щелей особых преимуществ по сравнению с боковым отсосом с экраном не имеет. Это объясняется, по-видимому, взаимным влиянием щелей у углового отсоса. При боковом отсосе с поддувом струю поддува следует подавать с верхней кромки приемника, направляя вниз навстречу тепловой струе.

Тепловая струя подсасывается к поддувающей струе и при правильных соотношениях полностью поглощается ею (рис. XIV—33).

При активированном поддувом боковым отсосе наблюдения и исследования показывают, что поддув целесообразнее всего

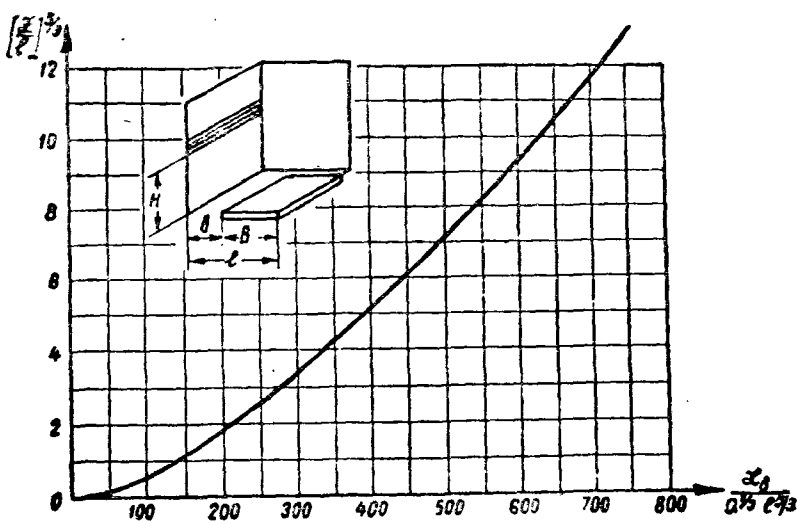


Рис. XIV—31. График расчета бокового отсоса с экраном

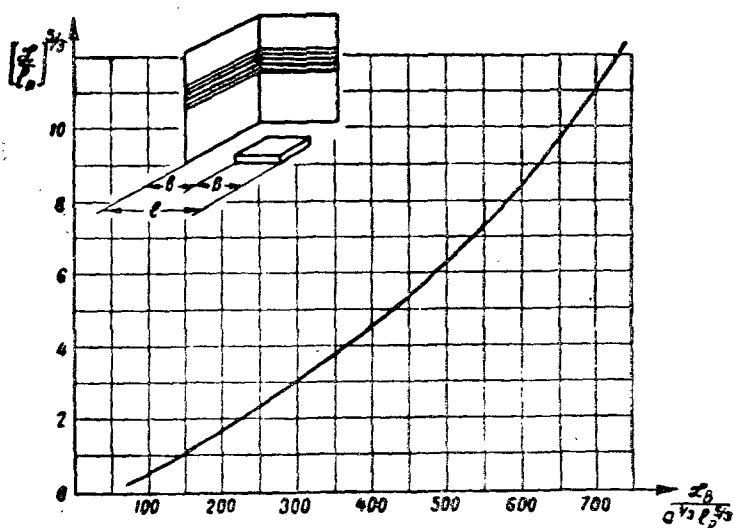


Рис. XIV—32. График расчета углового отсоса

устанавливать в плоскости приемного отверстия, сверху вниз, струей, настилающейся на лицевую сторону отсоса. Опыт показывает, что стелющаяся по лицевой плоскости струя энергично подсасывает и при соответствующих условиях поглощает поднимающуюся навстречу конвективную струю. Это происходит в тех случа-

ях, когда объем конвективной струи не больше объема воздуха, присоединяющегося к струе от ее устья до всасывающего отверстия.

Таким образом, расчет бокового отсоса с поддувом сводится к определению начальных параметров поддувающей струи, которая на своем пути подмешивала бы объем конвективной струи на таком же протяжении только во встречном потоке.

Объем вытяжки будет состояться из начального объема струи плюс объем конвективной струи (от источника тепла до приточного патрубка). Обозначим полную ширину патрубка буквой  $e$ , длину —  $b$ , а расстояние от его кромки до середины всасывающего отверстия через  $x$ . Начальный расход струи

$$L'_0 = e b v_0 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Расход на расстоянии  $x$

$$L'_x = 1,2 L'_0 \sqrt{\frac{ax}{e} + 0,41} \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Присоединившийся к струе объем воздуха найдем, если из обеих частей вычтем по  $L'_0$ :

$$L_x - L_0 = L_0 \left( 1,2 \sqrt{\frac{ax}{e} + 0,41} - 1 \right).$$

Таким образом, объем конвективной струи должен быть равен или меньше  $L_x - L_0$ , то есть

$$L'_{\text{конв}} = L'_0 \left( 1,2 \sqrt{\frac{ax}{e} + 0,41} - 1 \right).$$

Отсюда определяется  $L'_0$ :

$$L'_0 = \frac{L_{\text{конв}}}{1,2 \sqrt{\frac{ax}{e} + 0,41} - 1}$$

Объем конвективного потока подсчитывается по формуле, приведенной в главе IV.

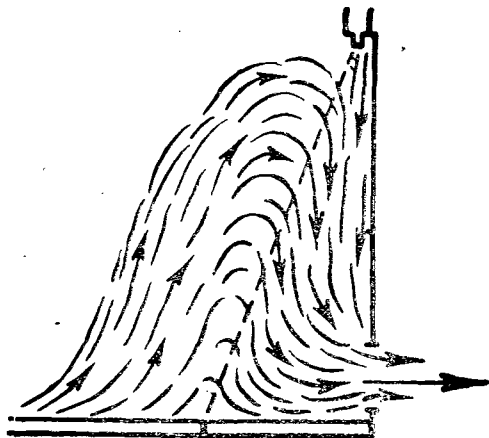


Рис. XIV—33

Начальная ширина струи  $e$  принимается равной  $(0,01 \div 0,015)x$ ;  $a=0,1 \div 0,12$ . Так определяется  $L'_c$ .

Объем вытяжки

$$L'_{\text{выт}} = L'_0 + L'_{\text{конз}} \leq L'_x \text{ м}^3/\text{час.}$$

Кольцевые бортовые отсосы. Двусторонние бортовые отсосы оказались более экономичными, чем односторонние, вследствие того что у них срывы и вихреобразования происходили у образывавших подковообразный вихревой шнур трех бортов, свободных от отсосов, а у двухбортовых — только у двух. Вследствие вихреобразований потоки с поверхности ванны, вместо того чтобы направляться в щель отсоса, направлялись к двум боковым бортам, то есть поперек линий тока, а у борта, противоположного щели отсоса, — даже в обратную сторону. На основании этого можно было сделать предположение, что четырехбортовой отсос окажется еще более экономичным, чем двухбортовой.

Опыты с кольцевыми отсосами проводились в Ленинградском институте охраны труда О. Н. Тимофеевой. Кольцевые отсосы были устроены у круглых плит диаметром 220 и 460 мм, нагреваемых до температуры на поверхности от 140 до 500°. На расстоянии  $(1,5-2,0)$  диаметром плиты ( $D$ ) снимались скоростные и температурные поля.

Расход воздуха в конвективной струе на этом расстоянии достаточно удовлетворительно описывается формулой

$$L' = 0,65 \sqrt[3]{Q F^2 l} \text{ м}^3/\text{сек},$$

где  $Q$  — конвективное тепло, ккал/сек;

$F$  — горизонтальная проекция источника,  $\text{м}^2$ ;

$l$  — высота рассматриваемого сечения над источником,  $\text{м}$ .

Опыты проводились с бортиком над щелью отсоса (рис. XIV—34, а) и без бортика (рис. XIV—34, б). В зависимости от температуры плиты  $t_n$  и расхода воздуха опрокидывание конвективного потока и направление его в щели отсоса происходило на определенном расстоянии от поверхности. О полноте

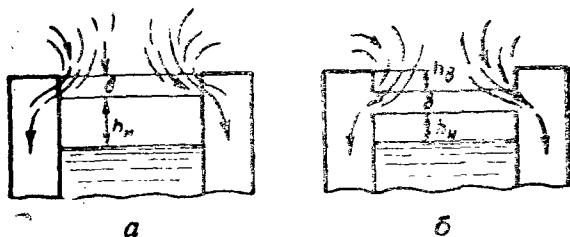


Рис. XIV—34

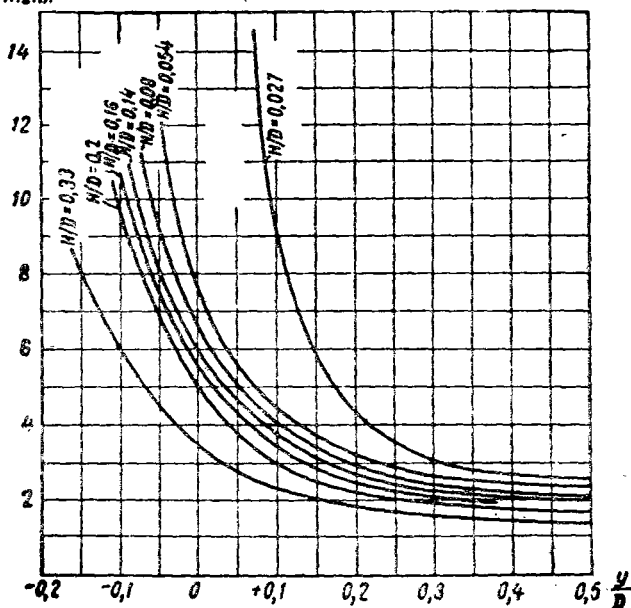
$$\frac{\alpha_{отс}}{\alpha_{мелл}}$$


Рис. XIV—35. График расчета кольцевых отсосов

улавливания судили визуально, подкрашивая конвективную струю дымом. Объем получающегося воздуха сравнивали с объемом конвективной струи при данном  $D$ ,  $\Delta t_n = t_n - t_{окр}$  и расстоянии  $l$  и находили коэффициент  $k \frac{L_{отс}}{L_{к}}$ .

В результате обобщения опытов был разработан график для расчета кольцевых отсосов (рис. XIV—35).

График построен в координатах (по оси абсцисс)  $y/D$  — относительная высота над бортом, с которой обращенная струя направляется в щель. На оси ординат — относительный расход воздуха  $\frac{L_{отс}}{L_{к}}$ . На пучке кривых написаны относительные высоты расположения щелей над поверхностью плиты

$$\bar{H} = \frac{H}{D}$$

Под  $\bar{H}$  понимается при наличии бортика над щелью

$$\bar{H} = \frac{2h_b + 0,5(h_n + b)}{D}$$

и без бортика  $\bar{H} = \frac{h_n + 0,5b}{D}$ .

Для вани  $\frac{h_n}{D}$  должно быть не менее 8—10 см во избежание подсасывания раствора в щель. Щель обычно принимается 0,08—0,1 диаметра.

Количество конвективного тепла от плиты, входящее в  $L_k$ , подсчитывалось по формуле

$$\alpha = 2,8 \sqrt[4]{t_n - t_{окр}},$$

где  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи конвекцией,  $\text{ккал/м}^2 \text{ час град}$ ;  $t_n$  и  $t_{окр}$  — соответственно температуры поверхности плиты и окружающего воздуха,  $\text{град}$ .

Высоту  $\bar{y}$  задаются в зависимости от токсичности веществ, увлекаемых конвективной струей.

При сравнительно небольших отношениях  $\frac{L_{отс}}{L_k} < 4 \div 6$  поток над плитой неустойчив. При больших объемах отсоса  $\frac{L_{отс}}{L_k} > 4 \div 6$  вихреобразований не наблюдается.

Обращаясь к графику, замечаем, что по мере увеличения  $\bar{H}$  и  $\bar{y} \frac{L_{отс}}{L_k}$  уменьшается. Чем больше  $\bar{H}$ , тем меньше влияние посторонних токов. А чтобы обратить конвективную струю ближе к поверхности источника, нужен больший расход.

Порядок расчета таков.

В зависимости от токсичности выделений задаются величиной  $\bar{y} = \frac{y}{D}$ .

Для растворов можно руководствоваться данными, приведенными в бортовых отсосах.

Подсчитывается количество конвективного тепла:

$$Q = \frac{\alpha F \Delta t}{3600} \text{ ккал/сек.}$$

Определяется количество воздуха в конвективной струе на относительном расстоянии  $\bar{y}$ :

$$L_k = 2340 \sqrt[3]{Q F^2 l} \text{ м}^3/\text{час.}$$

Затем, зная  $\bar{H}$  и  $\bar{y}$ , по графику находят  $\frac{L_{отс}}{L_k}$ , определяют  $L_{отс}$ .

Если  $\bar{y} \leq 0$ , то поправок на движение воздуха можно не делать; если  $\bar{y} > 0$ , то величину поправок можно взять из бортовых отсосов.

Для эффективной работы кольцевых отсосов нужно обеспечить равномерное всасывание по всей длине кольца.



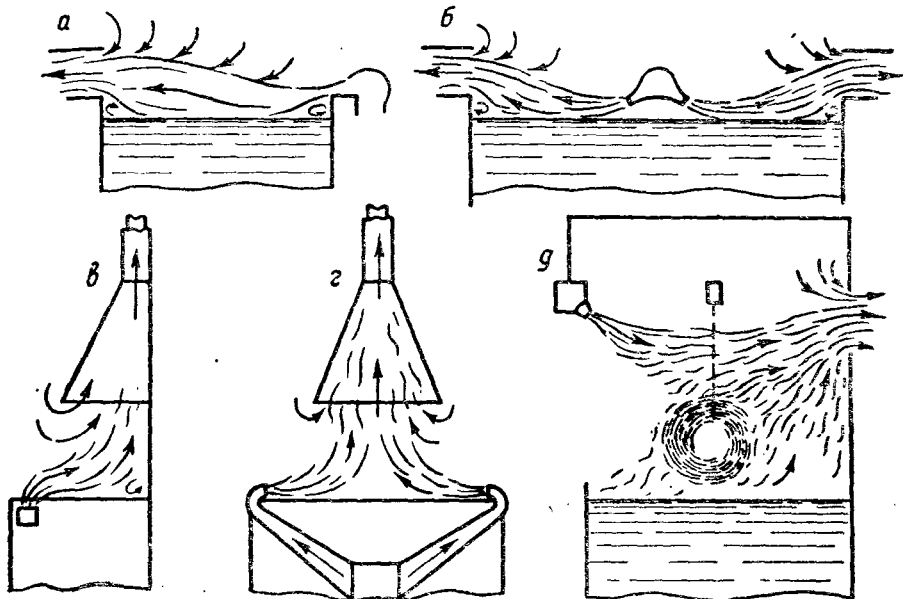


Рис. XIV—36. Схемы передувок

Чтобы обеспечить равномерность отсоса по длине щели, ее следует разбивать на ряд секций, снабженных самостоятельным патрубком для отсоса.

*Передувки.* Различные случаи передувок схематически представлены на рис. XIV—36: *а* — односторонняя передувка; *б* — двусторонняя; *в* — односторонняя передувка под зонт; *г* — двусторонняя передувка под зонт.

Передувка (рис. XIV—36, *д*) представляет собственно воздушную завесу и может устраиваться над ваннами в тех случаях, когда максимальное выделение вредности происходит с поверхности зеркала ванны, а с поверхности выгружаемых из ванны изделий с сильно развитой поверхностью, например бунты проволоки, большое количество листов и т. д. В момент выгрузки таких изделий они остаются некоторое время над поверхностью ванны (например, травильной). В это время происходит интенсивное испарение влаги, которую не может захватить бортовой отсос.

Расчет таких устройств производится аналогично расчету воздушных завес.

Рассмотрим наиболее распространенный случай, когда струя настигается на поверхность ванны (рис. XIV—36, *а*).

Применение передувок позволяет существенно уменьшить расход воздуха по сравнению с бортовыми отсосами, а также в значительной степени снизить влияние посторонних токов воздуха

в помещении на устойчивость перетекания загрязненного воздуха к приемнику.

При проектировании передувки нужно стремиться к тому, чтобы струя, которая поддувает вредные пары к вытяжному отверстию, налипалась (налипала) на поверхность ванны.

При налипании струи на плоскость увеличивается (сравнительно со свободной струей) ее дальность и уменьшается присоединяемая по пути масса воздуха.

Если геометрическая ось щелевидного воздуховода расположена параллельно плоскости ванны и имеются торцовые ограничения струи (что обычно и имеет место у ванн, так как они не наполняются до краев), то струя по выходе из щели настигается на поверхность.

При этом налипание струи происходит тем ближе к кромке щели, чем меньше расстояние между плоскостью и струей.

Изменение осевых скоростей и расходов можно подсчитать по формулам Г. Н. Абрамовича для плоской струи, с той только разницей, что здесь  $e_0$  представляет собой полную ширину струи (приточной щели). Эти формулы имеют вид

$$\frac{v_x}{v_0} = \frac{1,2}{\sqrt{\frac{ax}{e_0} + 0,41}};$$

$$\frac{L'_x}{L'_0} = 1,2 \sqrt{\frac{ax}{e_0} + 0,41},$$

где  $e_0$  — полная ширина приточной щели;

$x$  — расстояние от выходного отверстия сопла;

$\frac{L'_x}{L'_0}$  — отношение расходов (на 1 пог. м щели);

$a$  — коэффициент турбулентной струи;

$v_x$  — осевая скорость приточной струи на расстоянии  $x$  от выхода из щели;

$v_0$  — скорость приточной струи на выходе из щели;

$L'_x$  — объем приточной струи на расстоянии  $x$  от выхода из щели;

$L'_0$  — объем приточной струи на выходе из щели.

График изменений  $\frac{v_x}{v_0}$  и  $\frac{L'_x}{L'_0}$  представлен на рис. XIV—37.

Общая схема явлений, происходящих при передувке у ванн, заключается в следующем: настигающаяся струя движется по поверхности ванны, за счет нагревания и увлажнения воздуха в струе возникает подъемная сила, под влиянием которой появляется вертикальная составляющая скорости. Вследствие этого струя движется под некоторым углом к плоскости жидкости в ванне; этот угол изменяется в зависимости от соотношения ско-

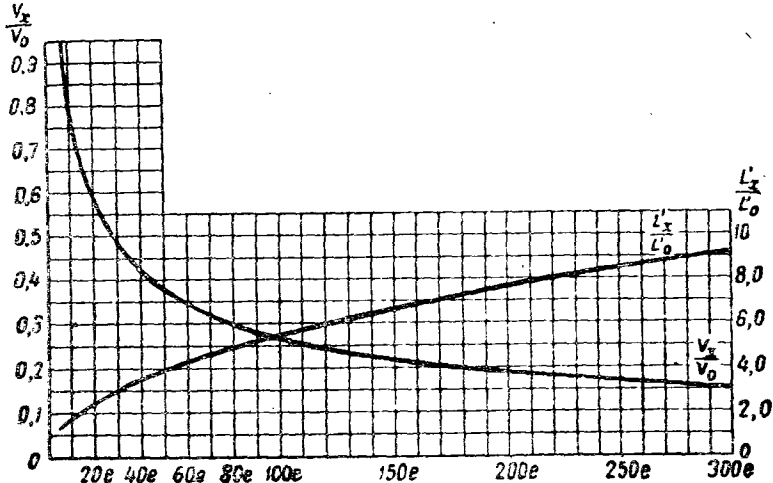


Рис XIV—37. График скоростей и расходов настилающей струи

ростей. При некоторых неблагоприятных соотношениях (например, при скоростях, появляющихся в результате подъемной силы, значительно больших скоростей настилающей струи) частицы струи всплывают над ванной и оказываются либо неуловленными, либо улавливаются за счет значительного увеличения отсоса. Следовательно, скорость в струе при подходе к вытяжному отверстию должна быть достаточной, чтобы этому противодействовать.

Уяснить сущность явлений, происходящих при передувках, и установить преимущества передувок сравнительно с бортовыми отсосами можно на основании зарисовок, сделанных с натуры. На рис. XIV—38, а показано, как распространяется туман над ванной (ширина ее 0,5 м, длина 1,25 м) при отсутствии сдува и недостаточном бортовом отсосе (480 м<sup>3</sup>/час).

На рис. XIV—38, б показано, что вполне удовлетворительное улавливание достигается (при отсутствии сдува) при расходе на бортовой отсос 1 460 м<sup>3</sup>/час.

Рис. XIV—38, в показывает, что при применении сдува отсос в количестве 480 м<sup>3</sup>/час оказывается вполне достаточным, при этом воздуха для сдувки требуется около 100 м<sup>3</sup>/час.

На рис. XIV—38, б представлен тот случай, когда объем подтекающей струи к щели отсоса оказывается больше объема вытяжки. Избыток воздуха, не захватываемый отсосом, переливается и распространяет вредность по помещению.

Для того чтобы получить вполне удовлетворительные результаты при проектировании передувок, необходимо придерживаться следующих положений:

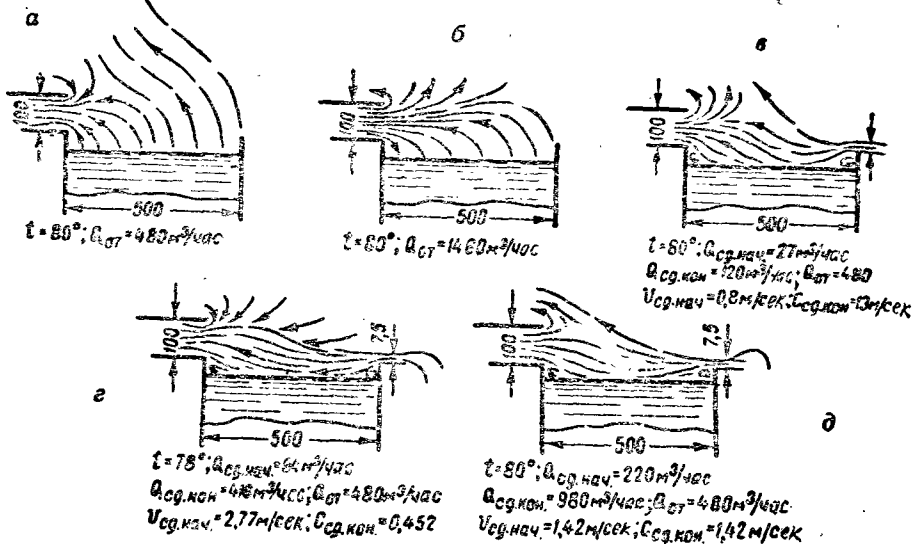


Рис. XIV—38. Иллюстрация работы бортовых отсосов и передувов

1. Средняя скорость в струе<sup>1</sup> перед всасывающим отверстием (во избежание уноса вредных паров развивающейся подъемной силой) должна быть:

При температуре ванн 70—95° . . . . .	$c_x = B$
» » » 60° . . . . .	$c_x = 0,85 B$
» » » 40° . . . . .	$c_x = 0,75 B$
» » » 20° . . . . .	$c_x = 0,5 B$

Здесь  $B$  — ширина ванны в м и  $c_x$  в м/сек.

2. Расход воздуха для отсоса при низких температурах ванн (20, 40, 60, 70°) должен быть равен объему подтекающей струи; при температурах выше 70° объем отсасываемого воздуха должен быть равен 1,1—1,25 объема подтекающей струи.

3. Щель притока  $e$  должна быть не менее 5—7 мм во избежание засорения при производственных операциях. Размер ее определяется также тем условием, чтобы начальные скорости сдува не превышали 10—12 м/сек, в противном случае струя поднимает волну на поверхность жидкости в ванне.

4. Ширина отверстия отсоса может быть во столько раз меньше ширины струи, во сколько скорость отсоса больше средней скорости в подтекающей струе. Рекомендуется придерживаться соотношений:

$$\frac{\text{средняя скорость отсоса}}{\text{конечная средняя скорость сдува}} \leq 2-3.$$

<sup>1</sup> Средняя скорость  $c_x$  в сечении струи равна половине осевой скорости  $c_x = 0,5 v_x$ .

При больших соотношениях щель отсоса получается слишком узкой; при этом происходит некоторое подтормаживание струи загрязненного воздуха, которая легко может быть размыта токами воздуха в помещении.

Рекомендуется следующий порядок расчета:

1. Определяется необходимая конечная скорость приточной струи  $c_x$  в зависимости от ширины ванны.
2. Задается ширина щели сдува ( $e_0$ ), равная 0,01—0,15 ширины ванны  $B$ , но, во всяком случае, не меньше 5—7 мм.
3. Средняя скорость в основном участке принимается равной 0,5 осевой скорости данного сечения:

$$c_x = 0,5 v_x,$$

откуда

$$v_x = \frac{c_x}{0,5}.$$

После определения отношения осевых скоростей по формуле

$$\frac{v_x}{v_0} = \frac{1,2}{\sqrt{\frac{ax}{e_0} + 0,41}}$$

или по рис. XIV—37 (абсциссы на графике дают ширину ванны в калибрах от ширины щели сдува), зная  $v_x$ , находится  $v_0$ .

4. Подсчитывается начальный объем приточной струи:

$$L'_{сд.нач} = v_0 e_0 l \cdot 3600,$$

где  $l$  — длина щели, м.

5. После определения по рис. XIV—38 или по формуле отношения конечного объема к начальному объему приточной струи

$$\frac{L'_{сд.кон}}{L'_{сд.нач}} = 1,2 \sqrt{\frac{ax}{e_0} + 0,41}$$

подсчитывается конечный объем сдува.

6. Объем отсоса определяется как 1,0—1,25  $L'_{сд.кон}$ .
7. Определяется ширина щели отсоса; средняя скорость отсоса принимается в 2—3 раза больше, чем конечная средняя скорость приточной струи.

**Пример.** Ванна имеет ширину  $B=0,75$  м; длина ее  $l=1,25$  м (температура ванны  $80^\circ$ ):

- 1) принимаем конечную скорость приточной струи  $c_x$  равной 0,75 м/сек;
- 2) ширину щели сдува ( $e_0$ ) принимаем равной 7,5 мм;

3) так как конечная скорость приточной струи  $c_x = 0,5 v_x$ , то осевая скорость в том же сечении

$$v_x = \frac{0,75}{0,5} = 1,5 \text{ м/сек.}$$

Отношение  $\frac{v_x}{v_0}$  находим по формуле

$$\frac{v_x}{v_0} = \frac{1,2}{\sqrt{\frac{ax}{e_0} + 0,41}} = \frac{1,2}{\sqrt{\frac{0,2 \cdot 0,75}{0,0075} + 0,41}} = 0,266$$

или по рис. XIV—37. Тогда начальная скорость приточной струи

$$\frac{v_x}{v_0} = \frac{v_x}{0,266} = \frac{1,5}{0,266} = 5,64 \text{ м/сек.}$$

Начальный объем приточной струи

$$L'_{сд.нач} = 5,64 \cdot 0,0075 \cdot 1,25 \cdot 3\,600 \approx 190 \text{ м}^3/\text{час.}$$

Находим отношение конечного объема приточной струи к начальному объему приточной струи по формуле

$$\frac{L'_{сд.кон}}{L'_{сд.нач}} = 1,2 \sqrt{\frac{ax}{e_0} + 0,41} = 1,2 \sqrt{\frac{0,2 \cdot 0,75}{0,0075} + 0,41} = 5,4$$

или по рис. XIV—37.

Тогда

$$L'_{сд.кон} = 5,4 \cdot 190,0 = 1\,030 \text{ м}^3/\text{час.}$$

Объем отсоса составляет

$$1,15 \cdot 1\,030 = 1\,180 \text{ м}^3/\text{час.}$$

Ширину щели отсоса принимаем равной 100 мм, тогда соотношение средней скорости отсоса и конечной средней скорости приточной струи составит

$$\frac{v_{отс}}{c_x} = \frac{2,1}{0,75} = 2,8.$$

Суммарный расход воздуха на 1 м длины ванны:

$$L'_{сумм} = 945 + 152 = 1\,097 \approx 1\,100 \text{ м}^3/\text{час пог. м.}$$

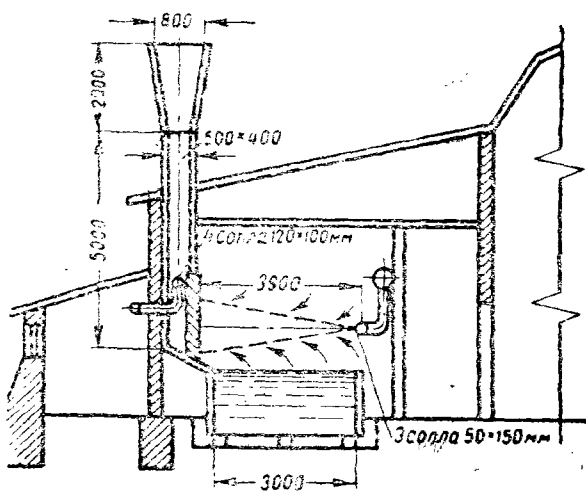


Рис. XIV—39. Передувка над травильной ванной

Передувка над травильной ванной<sup>1</sup>. Принцип действия передувки над ванной заключается в подсасывании струей окружающего воздуха. В соответствии с этим необходимо:

1. Направлять струи так, чтобы они возможно лучше перемешивались с поднимающимися парами. Рационально, в частности, направлять струи горизонтально, вдоль длины ванны, как показано на рис. XIV—39.

2. При значительной длине ванны насадки должны обеспечивать наиболее компактные струи, то есть струи с небольшим углом расширения и соответственно медленным затуханием скоростей. Этому требованию в наибольшей степени удовлетворяют цилиндрические насадки с поджатиями на конце. Плоские струи, перекрывающие всю ширину ванны, при этом способе вентиляции не нужны.

3. Ось струи не должна сильно изгибаться за счет действия гравитационных сил. Практически это осуществляется при конечной скорости струи перед засасывающим отверстием порядка 1,5 м/сек.

4. Для увлечения всего пара необходимо, чтобы конечные расходы струи были большими, чем расход поднимающегося от ванны конвекционного потока, с учетом подмешивания к струям воздуха из помещения (последнее зависит от взаимного расположения сдувающих патрубков и ванны).

5. Объем отсоса должен быть больше конечного объема сдувающих струй.

<sup>1</sup> Бутаков С. Е. Аэродинамика систем промышленной вентиляции. — М.: Профиздат, 1949.

Расчет сдува компактными струями можно вести в следующем порядке:

1. Задаться средней (по сечению) конечной скоростью струи ( $\omega_{кон} = 1,5 \text{ м/сек}$ ) и начальной скоростью ( $\omega_{нач}$ ) в зависимости от располагаемого давления в воздухоподводящей сети перед насадком.

2. Определить диаметр отверстия сдувающего насадка по формуле<sup>1</sup>

$$d = \frac{ax}{0,0945 \frac{\omega_{нач}}{\omega_{кон}} - 0,045},$$

где  $a$  — коэффициент струи. Для цилиндрического насадка с поджатием  $a = 0,07$ ;

$x$  — расстояние между сдувающим насадком и вытяжным отверстием.

3. Определить конечный расход струи перед всасывающим отверстием по формуле

$$L_{кон} = L_{нач} \cdot 4,36 \left( \frac{ax}{d} + 0,145 \right).$$

4. Определить объем отсоса:

$$L_{отс} = \alpha L_{кон} \cdot n.$$

где  $\alpha$  — коэффициент, учитывающий дополнительный подсос воздуха из помещения,  $\alpha \cong 1,2$ ;

$n$  — количество сдувающих струй.

5. Определить объем конвекционного потока над ванной:

$$L_{конв} = F \omega_{конв},$$

где  $F$  — площадь зеркала испарения ванны;

$\omega_{конв}$  — средняя по этой площади скорость конвекционного потока, которая может быть определена по скоростям тепловой струи.

6. Сопоставить полученные объемы отсоса и конвекционного потока, причем должно иметь место неравенство

$$L_{отс} \geq L_{конв} + L_{нач}.$$

Если это условие не выполняется, то следует произвести перерасчет, приняв иную начальную скорость сдува или другую конструкцию насадка.

<sup>1</sup> Формула эта получена путем преобразования формулы Г. Н. Абрамовича.



Результаты проверки эффективности местной вентиляции посредством сдува компактными струями. Способ вентиляции ванн посредством сдува компактными струями был испытан Свердловским институтом охраны труда в травильном отделении Верх-Исетского металлургического завода в 1944 году (рис. XIV—39).

Общая площадь зеркала испарения установленных здесь двух ванн составляла  $F=2 \cdot 1,8 \cdot 3=10,8 \text{ м}^2$ , а температура раствора в ваннах достигала  $90^\circ \text{С}$ .

Ниже приводятся основные данные проекта и испытания местной вентиляции компактными струями<sup>1</sup>.

По проекту для сдува предусматривалось три насадка, сечением каждый по  $0,0075 \text{ м}^2$ . В действительности (по инициативе завода) были осуществлены щелевидные насадки с площадями выходных отверстий:  $f_1=0,3 \cdot 0,0275=0,0082 \text{ м}^2$ ,  $f_2=0,6 \cdot 0,017=0,01 \text{ м}^2$  и  $f_3=0,6 \cdot 0,0275=0,0165 \text{ м}^2$ . При оптимальном режиме, при котором сдув и отсос работали наилучшим образом, выходные скорости и объемы сдуваемого воздуха были следующими:

$$\omega_{1\text{нач}} = 18,6 \text{ м/сек} \quad L_{1\text{нач}} = 550 \text{ м}^3/\text{час}$$

$$\omega_{2\text{нач}} = 20,7 \text{ м/сек} \quad L_{2\text{нач}} = 745 \text{ м}^3/\text{час}$$

$$\omega_{3\text{нач}} = 16,5 \text{ м/сек} \quad L_{3\text{нач}} = 980 \text{ м}^3/\text{час}$$

Конечные объемы сдува оказались следующими:

$$L_{1\text{кон}} = 550 \cdot 4,36 \left( \frac{0,1 \cdot 3,6}{0,102} + 0,145 \right) = 8800 \text{ м}^3/\text{час}$$

$$L_{2\text{кон}} = 745 \cdot 4,36 \left( \frac{0,1 \cdot 3,6}{0,113} + 0,145 \right) = 11950 \text{ м}^3/\text{час}$$

$$L_{3\text{кон}} = 980 \cdot 4,36 \left( \frac{0,1 \cdot 3,6}{0,145} + 0,145 \right) = 11250 \text{ м}^3/\text{час}$$

---


$$\Sigma L_{\text{кон}} = 32000 \text{ м}^3/\text{час}$$

В эти выражения подставлены значения  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $d_3$ , подсчитанные при  $a=0,1$  и равновеликих диаметрах насадков, а именно:

$$d_1 = \sqrt{\frac{0,0082 \cdot 4}{3,14}} = 0,102 \text{ м}$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{0,01 \cdot 4}{3,14}} = 0,113 \text{ м}$$

<sup>1</sup> Испытания проводились бригадой Свердловского института охраны труда под руководством Е. В. Рекк.

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{0,165 \cdot 4}{3,14}} = 0,145 \text{ м.}$$

Замеренный объем в отсасывающем отверстии составлял  $L_{отс} = 30\,500 \text{ м}^3/\text{час}$ , что почти точно соответствует величине, определенной в приведенном расчете. Визуальные наблюдения показали, что при этом поднимающиеся от ванн густые пары подсаживались к струям и извлекались через вытяжное отверстие.

Среднюю скорость подъема конвекционного потока над ваннами можно оценить величиной  $\omega_{конв} \approx 0,6 \text{ м}^3/\text{сек}$ , чему соответствует объем:

$$L_{конв} = F\omega_{конв} = 10,8 \cdot 0,6 = 6,5 \text{ м}^3/\text{сек} = 23\,400 \text{ м}^3/\text{час}.$$

При этом объем отсоса определяется величиной

$$L_{отс} = 1,2 \cdot 23\,400 + 2\,275 = 30\,275 \text{ м}^3/\text{час},$$

что также почти точно соответствует замеренному объему.

Из приведенных данных можно установить, что объем отсоса  $30\,000 \text{ м}^3/\text{час}$  является минимально необходимым.

Произведенный одновременно с аэродинамическими исследованиями анализ воздуха показал, что содержание серной кислоты в рабочей зоне травильного отделения при действии описанной вентиляции составляло максимум  $0,0017$  и минимум  $0,0006 \text{ мг/л}$ , что приблизительно в 4 раза меньше предельно допустимой величины ( $0,002 \text{ мг/л}$ ). При бездействии вентиляции содержание серной кислоты было  $0,017 \div 0,036 \text{ мг/л}$ , то есть превосходило предельно допустимую концентрацию в 8—18 раз.

Отсюда видно, что описанная вентиляционная установка оказалась эффективной, а соответствие данных ее испытания с расчетом говорит о надежности последнего.

## § 62. Местные отсосы при пульверизационной окраске

При пульверизационной окраске лакокрасочный материал распыляется сжатым воздухом под давлением 3—5 *ати* и в распыленном виде наносится на поверхность. Расход краски одним пистолетом составляет около 200 г в минуту.

При грунтовке, окраске и сушке изделий в воздух производственных помещений могут поступать пары и аэрозоли растворителей и разбавителей, например ароматических углеводородов (бензол, толуол, ксилол), сложных эфиров (бутилацетат, этилацетат и др.), пары сольвентафты, скипидара, уайт-спирита.

Окраска мелких и средних изделий производится в вытяжных шкафах и камерах. Работа должна быть организована таким образом, чтобы маляр находился вне камеры, в открытом проеме, в потоке воздуха, засасываемом в этот проем из помещения.

При окраске изделий больших габаритов устраивают мест-

ную вентиляцию ограниченного участка изделия, окрашиваемого в данный момент. Такое устройство предполагает перемещение изделий во время окраски (окраска пассажирских вагонов, строительных ферм и т. п.).

При окраске станков местный отсос устраивают через дырчатый пол, охватывающий всю площадь, занятую окраской.

Эффективность вентиляции, оцениваемая прежде всего чистотой воздуха в зоне дыхания маляра, производящего окраску, обуславливается правильной организацией потоков чистого и загрязненного воздуха.

Поток чистого (из помещения) воздуха должен сначала «мыть» маляра, а затем, захватывая красочный туман, направляться к вытяжке.

На рис. XIV—40 приводится камера конструкции МИОТ для пульверизационной окраски мелких изделий.

Рабочая часть камеры (кабина), в которой окрашиваются изделия, выполнена в виде жесткого каркаса из углового железа.

Сечение рабочего проема камеры, через который производится окраска изделий пульверизатором,  $700 \times 670$  мм.

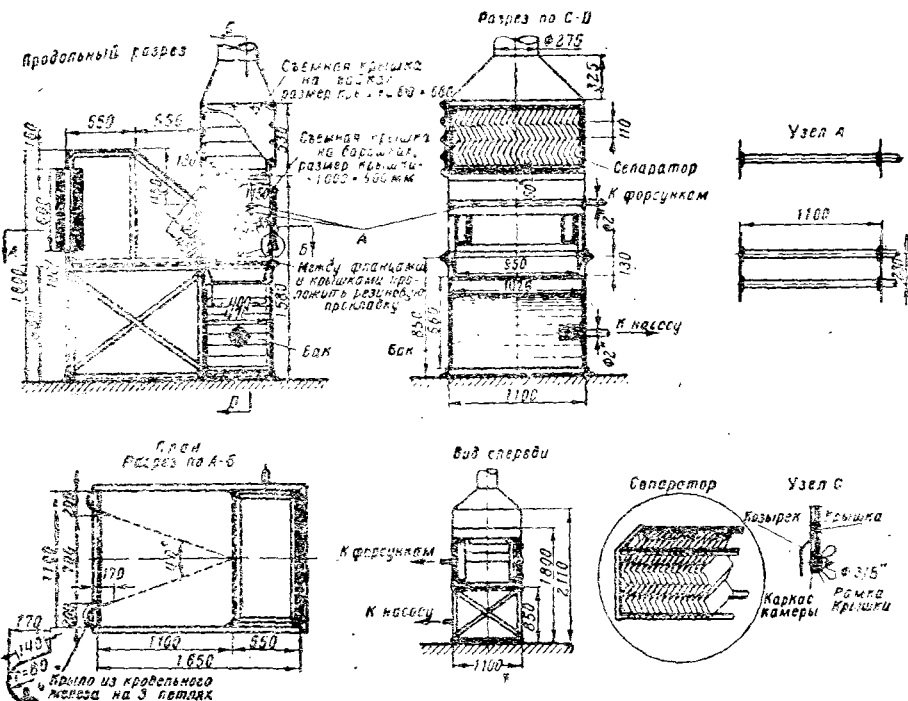


Рис. XIV—40. Камера для пульверизационной окраски мелких деталей

Для предотвращения выбивания красочного тумана из камеры по периметру рабочего проема по краям последнего устроены защитные щитки. Назначение их отклонять обратные токи загрязненного воздуха, направляя их к вытяжному отверстию камеры.

Щиткам придана форма, способствующая плавному входу воздуха из помещения в камеру. Щитки имеют шарнирное крепление, что позволяет производить периодическую очистку внутренней поверхности от осевшей краски.

В верхней части камеры по направлению к вытяжному отверстию имеется скос, что способствует лучшему проветриванию самой камеры и устраняет возможность скопления внутри камеры взрывоопасных концентраций паров растворителей.

Удаляемый из камеры воздух перед поступлением его в вытяжную систему подвергается очистке от красочной пыли в гидрофиле путем промывки его водой, распыляемой форсунками. Форсунки устанавливаются в два ряда, в шахматном порядке, образуя своими факелами сплошную водяную завесу.

Загрязненная краской вода попадает в бак, расположенный в нижней части камеры. Здесь часть красочной взвеси осаждается на дне, часть же ее всплывает на поверхность, образуя подобие рыхлой корки. Периодически, по мере накопления в баке осадка, последний удаляется.

Вода, забираемая из средней части бака, нагнетается насосом в форсунки. Таким образом, промывка загрязненного красками воздуха осуществляется одной и той же водой. Бак снабжен дополнительной трубкой с шаровым клапаном, который поддерживает постоянный уровень воды, при этом она добавляется из водопроводной сети по мере испарения ее и уноса с потоком воздуха. Помимо дополнительной трубы, у бака предусмотрены переливной и спускной трубопроводы.

Когда по местным условиям установка насоса затруднительна, для распыления может быть использована водопроводная вода, если обеспечивается постоянное и достаточное давление (1,5—2,5 ат).

В этом случае бак, расположенный в нижней части камеры, может быть заменен простейшим сборником, выполненным в виде воронки, со спуском воды в общий для нескольких камер резервуар-отстойник, где предусматривается улавливание смывой водой краски и очистка загрязненной воды перед спуском ее в канализацию.

Для того чтобы капельки распыленной воды не уносились в вытяжную систему, непосредственно за форсунками устанавливают сепаратор из зигзагообразных металлических пластин.

Результаты всех проведенных исследований показывают, что при пульверизационной окраске мелких и средних изделий в вентиляционных шкафах (камерах) и соблюдении правильных приемов работы скорости всасывания в рабочий проем шкафа 0,75 м/сек предохраняют зону дыхания маляра от загрязнения как красоч-

ной пылью, так и парами растворителей при условии расположения отсасывающего отверстия в задней стенке шкафа. Маляр, как уже сказано, должен находиться вне шкафа, в плоскости открытого проема камеры.

Эти же данные показывают, что для обеспечения эффективности шкафов и камер при распылении содержащих свинцовые соединения эмалей, грунтов и красок указанных скоростей недостаточно, так как даже при скорости всасывания  $0,9 \text{ м/сек}$  на рабочих местах обнаруживаются повышенные концентрации свинцовых соединений. Минимальной скоростью всасывания в этом случае можно считать  $1,1—1,3 \text{ м/сек}$ .

Камера для пульверизационной окраски с нижним фильтром для воды (рис. XIV—41). Принцип устройства камеры тот же, что и камеры конструкции МИОТ, отличается она лишь конструктивным выполнением коробки камеры и размещением водяного фильтра не сзади камеры, а под ней.

Воздух, входящий в рабочее отверстие камеры, направляется к задней стенке, затем через краскоуловительную решетку следует по верхнему каналу водяного фильтра от задней стенки к передней, поворачивает на  $180^\circ$ , промывается вторично и уходит через сепаратор к вентилятору. Для очистки ванны и выемки сепаратора устраиваются специальные люки.

Камера имеет малые габариты. Размещение фильтра для воды внизу, под рабочей площадкой камеры, делает конструкцию еще более компактной и позволяет вести воздухопроводы по полу, не загромождая помещения<sup>1</sup>.

### § 63. Местные отсосы при выбивке литья, стержней и очистке литья

Выбивка литья, стержней, очистка литья сопровождаются выделением большого количества пыли.

<sup>1</sup> Более подробные данные по вентиляции при пульверизационной окраске можно найти в книге: Фиалковская Т. А., Шифман Г. М. Оздоровление условий труда при пульверизационной окраске в машиностроении. — М.: Профиздат, 1954.

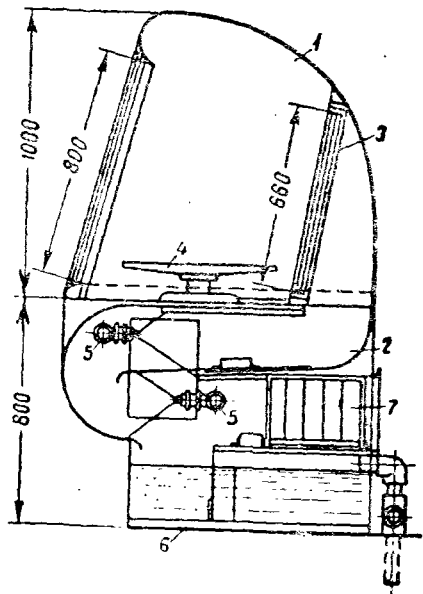


Рис. XIV—41. Камера распыления с нижним гидрофильтром:

1 — корпус камеры; 2 — корпус гидрофильтра; 3 — краскоуловительная решетка; 4 — поворотный стол; 5 — форсунка; 6 — ванна; 7 — сепаратор

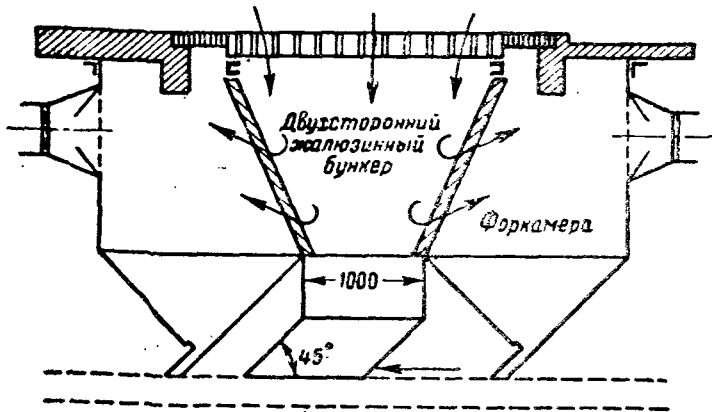


Рис. XIV—42. Отсос от неподвижной выбивной решетки

При выбивке литья над неподвижными решетками основная масса земли проваливается в бункер или приямок под решеткой и затем попадает на ленту горелой земли.

Пылевыведение происходит над решеткой, где конвекционными потоками над горячей отливкой мельчайшая пыль увлекается вверх, пыль выделяется и под решеткой при падении материала.

На рис. XIV—42 представлена конструкция местного отсоса. Воздух отсасывается через жалюзи двух форкамер.

В тех случаях, когда устройство местного отсоса из-под выбивной решетки невыполнимо, устраиваются боковые отсосы.

На рис. XIV—43 представлен такой отсос у решетки с поверхностью  $1,35 \text{ м}^2$  ( $1,5 \times 0,9 \text{ м}$ ). Вдоль продольных сторон — рабочие места, поэтому отсосы устроены у узких сторон решетки.

По данным М. Ф. Бромлей<sup>1</sup>, при объеме отсоса в  $6750 \text{ м}^3/\text{час}$  (или  $5000 \text{ м}^3/\text{час м}^2$ ) достигалось хорошее обеспыливание.

На рис. XIV—44 показана другая конструкция — с угловым бортовым отсосом у выбивной решетки размером  $1,6 \times 1,6 = 2,56 \text{ м}^2$ .

Объем отсасываемого воздуха, равный  $18500 \text{ м}^3/\text{час}$  ( $7300 \text{ м}^3/\text{час м}^2$ ), не обеспечивал обусловленной нормами концентрации пыли. Для обеспыливания рекомендуется удельный расход воздуха увеличить до  $8500 \div 9000 \text{ м}^3/\text{час м}^2$ .

При большой высоте отливок, когда бортовой отсос не может дать требуемого эффекта, применяется так называемый верхне-боковой отсос (рис. XIV—45).

Механическая выбивная решетка состоит из двух панелей  $1,8 \times 1,65 \text{ м}$  с общей поверхностью около  $6 \text{ м}^2$ .

<sup>1</sup> Бромлей М. Ф., Красилов Г. И. Отопление и вентиляция чугунолитейных цехов. — М.: Профиздат, 1954.

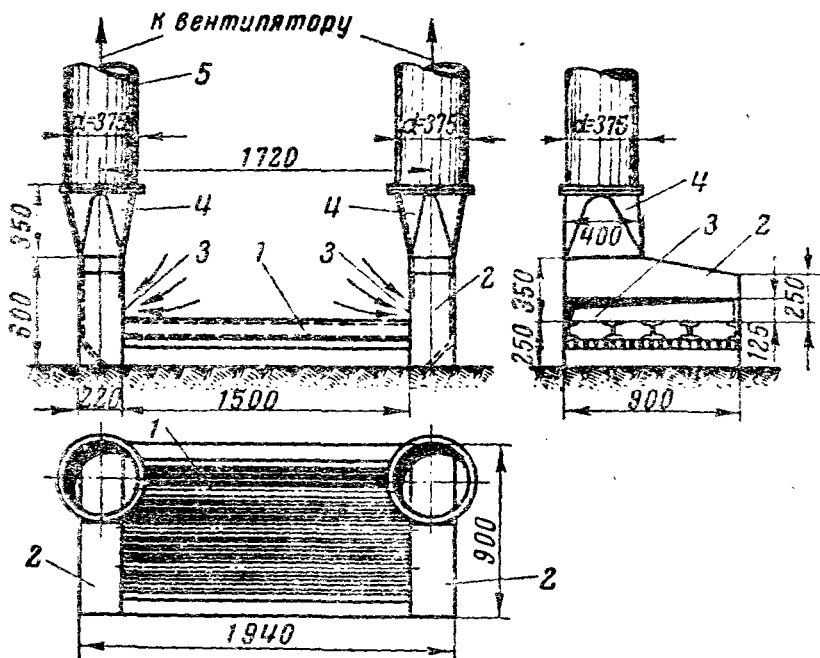


Рис. XIV—43. Боковой отсос от механической выбивной решетки:  
 1 — решетка; 2 — отсосы-воздуховоды; 3 — боковая щель; 4 — переходной патрубков

Местный отсос выполнен в виде жесткой рамы 1 из корытной стали, обшитой изнутри листовой сталью 2 толщиной 2—2,5 мм. В верхней части установлен наклонный щит 3, направляющий поток воздуха в сторону всасывающего воздуховода. Задняя стенка отсоса выполнена в виде плоского экрана 4 длиной 3,5 м (по длине решетки) и высотой около 2,5 м.

В экране устроено восемнадцать вертикальных отверстий 5 размером 650×100 мм и шесть нижних отверстий 6 размером 200×300 мм каждое.

Основной объем воздуха отсасывается через верхние отверстия, имеющие общую площадь около 1,2 м<sup>2</sup>. Через нижние отверстия отсасываются пыль и газы, выходящие из-под решетки после провала в бункер основной массы горелой земли. Часть пыли, захваченной потоком воздуха, вследствие вихреобразования за решеткой выпадает в пространство между экраном 4 и задней обшивкой 7.

Выгрузка скопившейся пыли производится через открывающиеся дверцы 8, устроенные в задней обшивке.

Запыленный воздух отсасывается двумя воздуховодами 9, которые присоединены к задней стороне рамы посредством переходных патрубков 10.

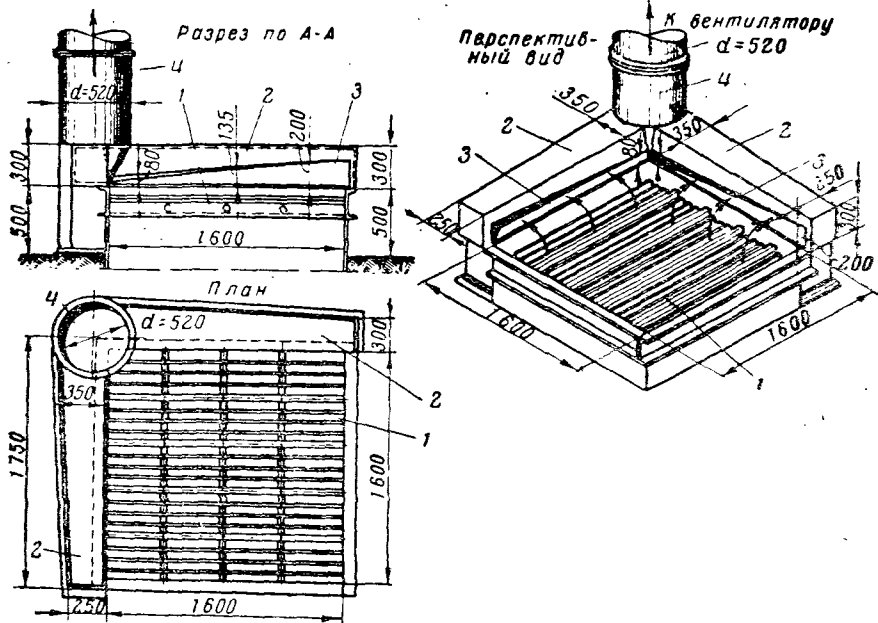


Рис. XIV—44. Угловой отсос от механической выбивной решетки:

1 — решетка; 2 — коробка; 3 — щели; 4 — вертикальный воздуховод

Результаты аэродинамических измерений и гигиенических исследований показывают, что удовлетворительное улавливание пыли, поднимающейся над решеткой, осуществляется при объемах удаляемого воздуха  $39\,000\text{ м}^3/\text{час}$ , что составляет около  $6\,500\text{ м}^3/\text{час}$  на  $1\text{ м}^2$  габаритной поверхности решетки. При этом скорость в отсасывающих воздуховодах составляла около  $17,0\text{ м/сек}$ . На рис. XIV—46 приведен местный отсос у вибрационной машины для выбивки стержней.

Основная часть стержневой массы и пыли при выбивке стержней на вибрационной машине падает вниз. Однако некоторое количество мелкой пыли увлекается вверх воздушным потоком, возникающим над горячей отливкой. Чем выше температура отливки, тем больше пыли увлекается тепловым потоком. Таким образом, процесс сопровождается выделением пыли в двух зонах:

а) значительное количество пыли поднимается при ударе стержневой массы об пол (или о поверхность решетки);

б) меньшее количество, но более мелкой пыли поднимается выше отливки.

Для улавливания и удаления выпадающей стержневой массы станок размещается на вделанной в пол решетке 1 над участком, оборудованным подземным туннелем (каналом) 2 шириной не



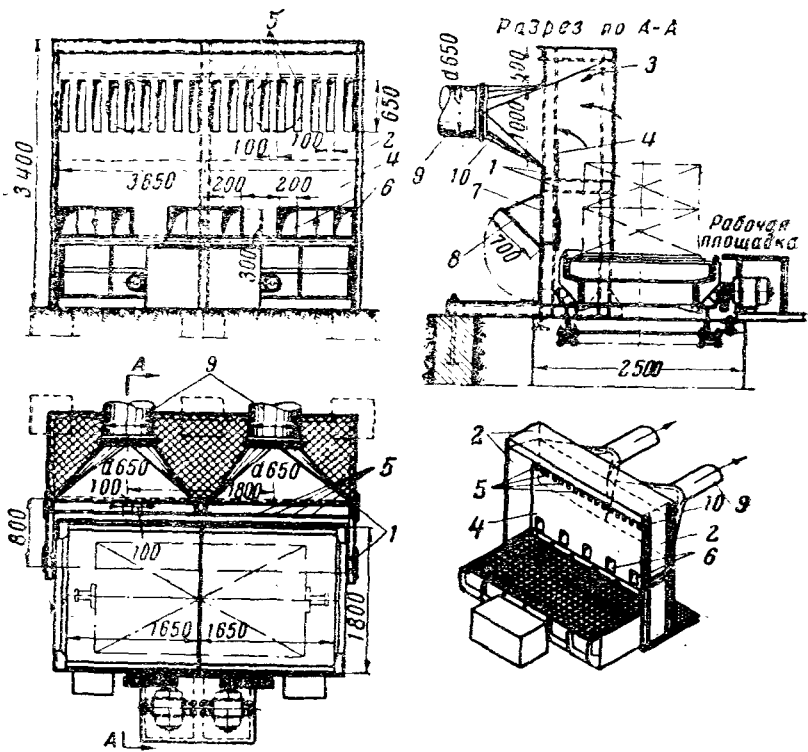


Рис. XIV—45. Отсос от вибрационной выбивной решетки

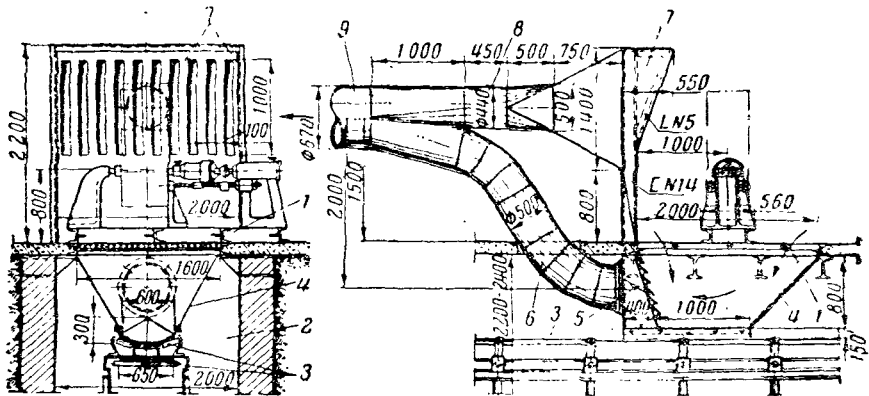


Рис. XIV—46. Отсос у вибрационной машины для выбивки стержней

менее 2 м и глубиной 2,2—2,4 м. В туннеле размещается транспортная лента 3 для удаления отходов в отвал, так как стержневая масса вновь использована быть не может. Непосредственно под решеткой устраивается бункер 4. Для того чтобы исключить просыпание земли мимо ленты, боковые стороны нижней части бункера снабжаются резиновыми козырьками, которые прилегают вплотную к ленте.

Верхняя, закрывающая входную часть бункера решетка 1 выполняется чугуновой или стальной с отверстиями размером не более 50×50 мм.

Улавливание пыли, образующейся в нижней зоне, осуществляется путем устройства местного отсоса воздуха из бункера 4. Объем воздуха, который необходимо удалять из-под решетки, на основании ряда опытных данных принимается равным 4000 м<sup>3</sup>/час на 1 м<sup>2</sup> габаритной площади решетки. При открытой площади решетки, равной 2,7 м<sup>2</sup>, объем удаляемого воздуха составит 10800 м<sup>3</sup>/час.

Для удаления мелкой пыли в стенке бункера устроена жалюзийная решетка с наклонными перьями. К стенке бункера приварена камера 5, нижняя часть которой также соединена с бункером. Диаметр отсасывающего воздуховода 6 около 500 мм, скорость воздуха в нем 14,5 м/сек.

Улавливание пыли, поднимающейся в потоке воздуха над отливкой, осуществляется боковым отсосом 7 шириной 2,0 и высотой 2,2 м (верхняя кромка отсоса должна быть на уровне верха отливки). Стенки отсоса скошены, с тем чтобы по возможности приблизить отсос к месту выделения пыли и в то же время не затруднять работы по зачаливанию деталей к крану или пневматическому подъемнику.

На основании опытных данных МИОТ, объем удаляемого воздуха принимается в 4000 м<sup>3</sup>/час на 1 м ширины экрана, то есть в рассматриваемом случае 8000 м<sup>3</sup>/час.

Диаметр всасывающего отверстия 8 — 400 мм, скорость движения воздуха — около 15 м/сек, объем отсасываемого воздуха — 8000 м<sup>3</sup>/час.

Сборный воздуховод 9 имеет диаметр 670 мм при той же скорости движения воздуха в нем, объем воздуха — 19000 м<sup>3</sup>/час.

## § 64. Фасонные приемники-кожухи

Фасонные приемники применяются главным образом для улавливания пыли, образующейся при обработке различных материалов (металл, дерево, кожа и т. д.) при помощи быстро вращающихся режущих инструментов.

К режущим инструментам, кроме всякого рода резцов, ножей, пил и т. д. у деревообделочных станков, относятся и абразивные круги (обдирочные, шлифовальные), у которых резами являются грани твердых пород (карборунд, корунд, наждак и др.).

Обработка материалов производится при больших окружных

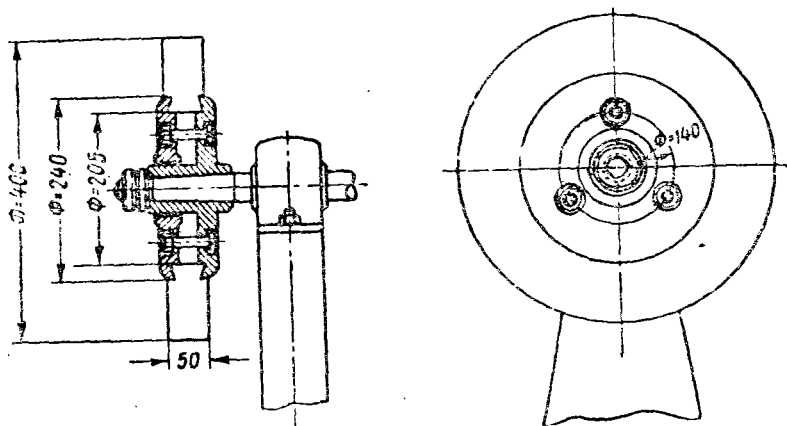


Рис. XIV—47. Абразивный круг

скоростях, соответствующих числам оборотов в 2000 об/мин и больше.

При холостом вращении абразивного круга, показанного на рис. XIV—47 (без обработки материала), возникают весьма сложные потоки воздуха, которые еще более усложняются при обработке материала и устройстве у круга приемника с принудительной вытяжкой.

Схема потоков, возникающих около свободно вращающегося абразивного круга (без кожуха и обработки материала), показана на рис. XIV—48. Как видно из рис. XIV—48, *а* и *б*, воздух подтекает к боковой поверхности круга, центробежной силой он отбрасывается к периферии, образуя плоскую, во все стороны растекающуюся струю. Эта струя, огибая кромки круга, подсасывает возникающий на окружной поверхности пограничный слой и, образуя парные вихри, сбегает с круга.

Скорости на различных расстояниях *l* от окружной поверхности круга средней зернистости представлены на рис. XIV—49, *а* и *б*<sup>1</sup>.

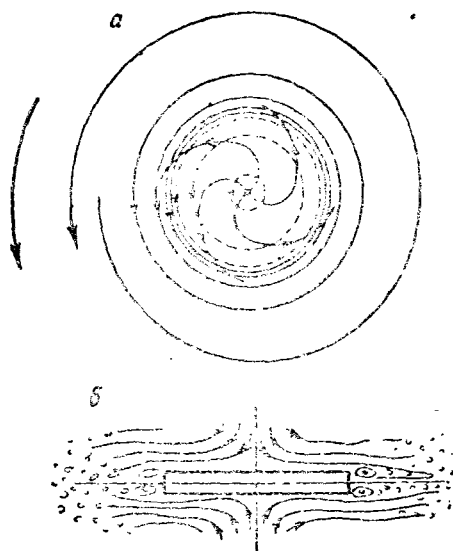


Рис. XIV—48. Схема потоков у свободно вращающегося абразивного круга

<sup>1</sup> По данным Г. А. Адамова.

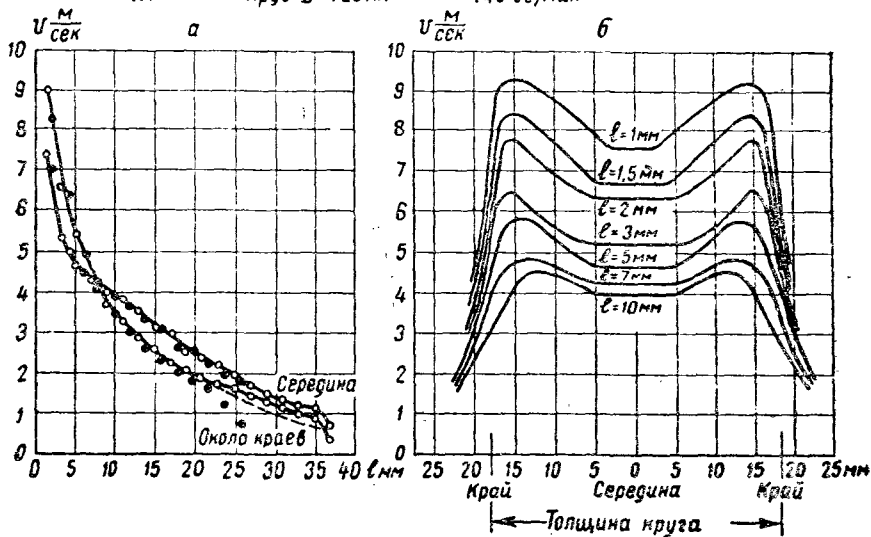


Рис. XIV—49. Скорости потоков на различных расстояниях от окружной поверхности круга

Из этого рисунка видно, что поток по радиальному направлению имеет толщину примерно  $0,11-0,13 D$  ( $D$  — диаметр круга). На этом расстоянии скорость интенсивно падает (от значения окружной скорости практически до нуля).

При заключении круга в кожух и устройстве отсоса на поток, создаваемый самим кругом, накладывается вливающаяся струя. В зависимости от конфигурации кожуха создаются внутри него вторичные потоки, вызванные циркуляцией. Наиболее существенным является то обстоятельство, что, несмотря на отсос, переброска воздуха (а при обработке — и пылевых частиц) происходит в тонком слое около окружной поверхности.

При работе режущие грани зерен абразива, соприкасаясь с обрабатываемым материалом, отделяют от него стружки и частицы различных размеров, острые грани абразивов стираются, все это ведет к образованию крупной и мелкой пыли.

Основная масса наиболее крупных частиц, получающихся при обработке, в начальный момент отрыва летит по касательной по направлению вращения инструмента (круга), образуя основной пылевой факел. Мельчайшие частички увлекаются побочными потоками.

На распространение пыли при работе на абразивных кругах влияют диаметр и ширина абразива, его зернистость, место обработки материала на абразиве (место касания), форма фасонного приемника и объем отсасываемого воздуха.

Значительная сложность при обеспыливании кругов заключается в устранении переброски пыли пограничным слоем. Кому приходилось наблюдать поток искр при работе абразивных кругов, тот помнит, что наряду с искрами, образующими факел, идущий по касательной к кругу от места касания обрабатываемого предмета, происходит еще переброска искр (раскаленных до свечения пылинок) вокруг круга в виде светящегося кольца. Всякого рода фартуки, устраняемые по пути, могут уменьшить количество выкидываемой таким путем пыли, но ввиду невозможности осуществить тесное соприкосновение движка с кругом и наличия зазора часть пыли выбивается.

По опытным данным, удельные объемы отсасываемого воздуха для обдирочных кругов исчисляются в 1,6—2 м<sup>3</sup>/час на 1 мм диаметра круга. Для полировочных кругов, имеющих окружные скорости порядка 50 м/сек и большую изнашиваемость, удельные объемы отсоса для войлочных кругов увеличиваются по сравнению с обдирочными в 2 раза, а для матерчатых кругов примерно в 3 раза.

Ниже приводится несколько конструкций кожухов для абразивных кругов, разработанных МИОТ<sup>1</sup>. Конструкции испытаны в лабораторной и производственной обстановке и дали вполне удовлетворительный эффект. Они могут служить базой для дальнейшего совершенствования конструкций, их модификации и приспособления для других типов станков.

Защитно-обеспыливающий кожух сконструирован для работы абразивными кругами на заточных станках.

Всасывающее отверстие экранировано двумя плоскостями, расположенными под углом, близким к 90°.

Так как эффект пылеудаления зависит от величины скорости подтекания воздуха к всасывающему отверстию, то ограждение отверстия экранами является важным конструктивным приемом повышения эффективности отсоса и должно применяться.

Кожух (рис. XIV—50), изготовленный из листовой стали, состоит из обода 1, боковин 2 и 3, экранов 4, 5 и 6.

Обод 1, расположенный по окружности круга, воспринимает основные удары частей круга в случае его разрыва, поэтому он принимается с большим запасом прочности по сравнению с другими частями кожуха.

Боковины 2 и 3 соединяются с ободом путем сварки. Одна боковина делается с дверцей на запорах, для того чтобы можно было быстро производить смену круга.

Площадь всасывающего отверстия выбрана с учетом требований безопасности, обусловленных ГОСТ 3881—53; кроме того, учтена пропускная способность этого отверстия для отсасываемого воздуха со скоростью  $v=7\div 10$  м/сек, так как при измерении физических скоростей вихревых потоков даже на расстоянии 30 мм от вращающегося круга они не превышают 3 м/сек.

<sup>1</sup> Авторы В. В. Кучерук и Н. И. Мосолов.

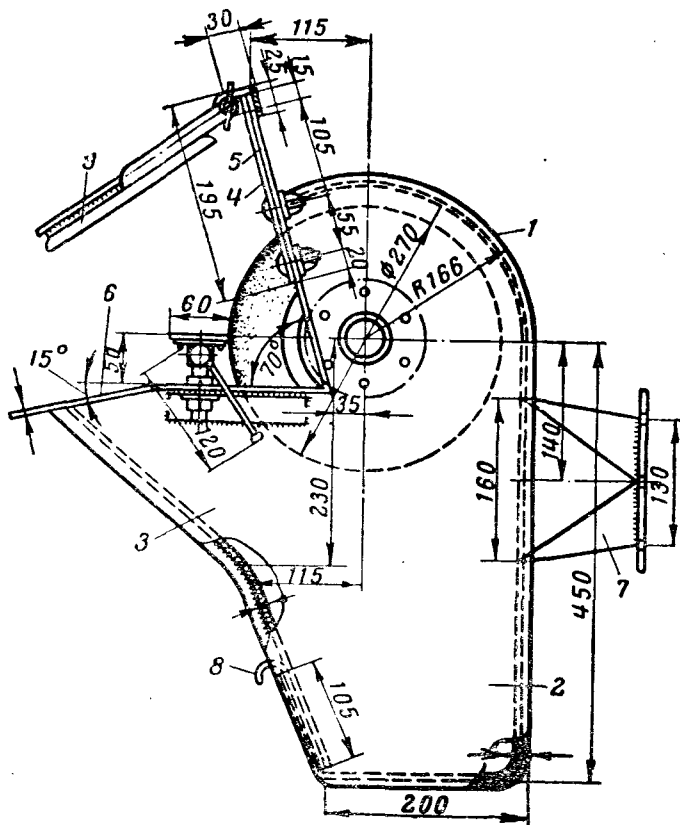


Рис. XIV—50. Защитно-обеспыливающий кожух для станков ручной заточки инструмента

Подвижной экран 4 закрепляется в определенном положении на неподвижном экране 5. По мере износа абразивного круга экран при помощи барашков опускается вниз так, чтобы щель между ним и наружной окружностью абразива была не более 2—3 мм; это препятствует выбиванию из кожуха пыльного воздуха, который увлекается вращающимся кругом, и исключает вылет частей круга в случае его разрыва.

Для упора и удержания обрабатываемых изделий, подаваемых к абразивному кругу вручную, применен подручник специальной конструкции; подручник может перемещаться в горизонтальной плоскости, по высоте и вокруг оси.

Запыленный воздух поступает в пылеотстойник — уловитель крупной пыли и через патрубок 7 идет в воздуховоды и фильтры. В пылеотстойнике собирается довольно много крупных частиц пыли, которые необходимо (через 1—2 дня) выгребать совсем, открывая задвижку 8.

В процессе работы от абразивного круга и обрабатываемого изделия отлетают крупные частицы, которые не могут быть увлечены вентиляционным воздухом. Чтобы избежать повреждения глаз работающего отлетающими частицами, на кожухе укреплен защитный экран 9. Экран представляет собой металлическую рамку, в которую вставлено небьющееся стекло — сталинит. Экран вращается на втулке, что позволяет установить его под любым углом во избежание бликов на стекле.

Коэффициент местного сопротивления проходу воздуха через кожух (включая сопротивление входа воздуха в отсасывающий патрубок 7 со скоростью  $\sim 20$  м/сек), отнесенный к полному давлению в отсасывающей трубке, равен 1,5.

Приведенная конструкция защитно-обеспыливающего кожуха обеспечивает достаточную гигиеническую эффективность по обеспыливанию воздушной среды в зоне пребывания рабочего при скорости движения запыленного воздуха во всасывающем отверстии  $\sim 8,5$  м/сек.

Кожух для плоскошлифовального станка. Особенностью плоскошлифовального станка является то, что пылевой факел его распространяется в основном параллельно расположенному горизонтально магнитному столу, и только небольшая часть пылинок описывает концентрические дуги относительно окружности абразива.

Конструкция кожуха МИОТ приводится на рис. XIV—51. Она состоит из четырех частей: собственно кожуха 1 с откидной крышкой, козырька 2, устанавливаемого в определенном положении гайкой-барашком в зависимости от диаметра круга, металлического (качающегося) фартука 3 и патрубка 4 с металлическим гибким шлангом для отсоса воздуха (цифрой 5 на рисунке указана отбойная задвижка, позволяющая уменьшать просвет между обечайкой и кругом).

Для определения объема отсоса при диаметре шланга 80—100 мм скорость в шланге выбирается 14—18 м/сек (отсасывае-

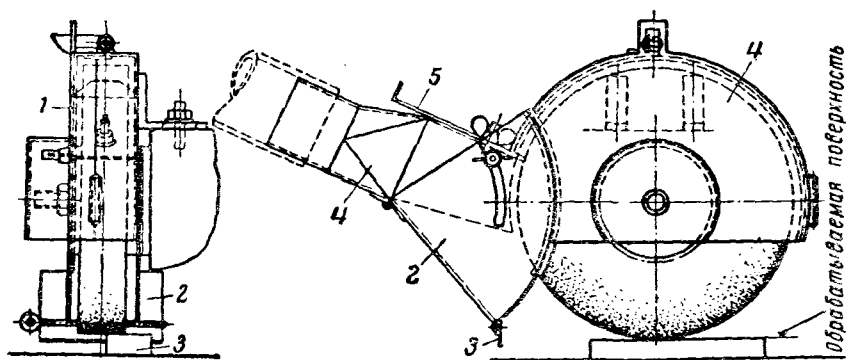


Рис. XIV—51. Конструкция кожуха для плоскошлифовального станка

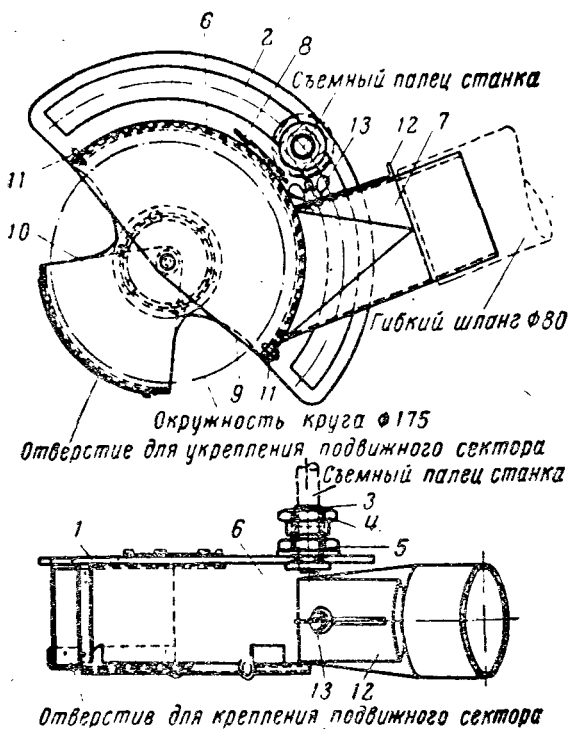


Рис. XIV—52. Защитно-обеспыливающий кожух для универсально-шлифовального станка

мый объем  $250 \div 350 \text{ м}^3/\text{час}$ ). Коэффициент сопротивления насадка  $\zeta=3,0$ .

Комбинированный защитно-обеспыливающий кожух к универсально-шлифовальным станкам приводится на рис. XIV—52.

При обеспыливании универсально-шлифовальных станков требуется кожух, пригодный для разнообразных размеров и форм абразива и обрабатываемых деталей. Для этого в конструкции кожуха предусматривается возможность перемещения (и закрепления) кожуха (при наличии гибкого шланга) вокруг оси и вдоль оси вращения абразива, с тем чтобы можно было менять место обработки деталей.

Задняя стенка отсоса 1 является основной частью кожуха и имеет дугообразный вырез 2. Отсос крепится к станку при помощи втулки 3, устанавливаемой посредством затяжной гайки 4 на пальце, имеющемся на станке специально для крепления ограждения. Путем перемещения втулки 3 вдоль пальца весь отсос устанавливается применительно к ширине и форме абразива. Перемещение по окружности, концентрической абразиву, позво-



ляга. Меньше открытую часть круга. Открытой частью абразива производится обработка деталей. В выбранном положении кожух крепится при помощи гайки 5.

К задней стенке отсоса 1 приварена боковинка 6, являющаяся основным ограждением на случай разрыва камня. К боковинке 6 приварен патрубок 7, служащий для присоединения всего отсоса при помощи гибкого металлического шланга к вытяжной вентиляционной установке или к индивидуальному обеспыливающему вентиляционному агрегату. Боковинка 6 при помощи разъемной петли на оси-закладке 8 соединена с откидной передней стенкой 9.

Внутри основного ограждения абразива, состоящего из деталей 1, 6 и 9, помещается секторообразная разъемная деталь 10, скрепленная подвижно с деталями 1 и 6.

Вращением внутренней части отсоса 1 в ту или другую сторону меняется местоположение и степень открытия абразива.

Винтом 11 фиксируется положение сектора отсоса 1 и одновременно закрепляется в закрытом положении передняя стенка 9.

При смене абразива передняя стенка 9 открывается в сторону.

Для лучшего улавливания пыльного воздуха служит задвижка-отбойник 12, который устанавливается своей кромкой максимально близко к поверхности абразива. Отбойник 12 предотвращает вылет из кожуха пылевых частиц, увлекаемых вращающимся абразивом. Отбойник 12 крепится в выбранном положении барашком 13.

При некоторых операциях обработки отдельных деталей не представлялось возможным вести работу при полном укрытии абразива. Поэтому в таких случаях путем разъема деталей 6 и 9 можно использовать отсос с открытой боковой крышкой при некотором снижении его обеспыливающего эффекта.

При применении кожуха необходимо налаживать отсос отдельно для каждой производимой на станке операции.

При диаметре абразива не более 200 мм и диаметре гибкого шланга 70—80 мм необходимо отсасывать не менее 300 м<sup>3</sup>/час воздуха. Коэффициент сопротивления закрытого кожуха равен 3, считая по скорости в шланге.

### **§ 65. Воздуховоды равномерной раздачи и равномерного всасывания для местной вентиляции**

Для воздушных завес, для передувов необходимо обеспечить совершенно равномерное по всей длине щели воздуховода истечение воздуха. При этом требуется, чтобы направление струй было нормально к продольной оси воздуховода. Известно, что при истечении воздуха из продольной во всю длину щели или из окошечек в гладких воздуховодах постоянного сечения истечение происходит крайне неравномерно.

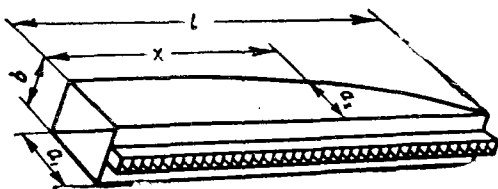


Рис. XIV—53. К расчету воздуховодов равномерной раздачи

Большая масса воздуха устремляется к концу воздуховода. Объясняется это тем, что при попутной раздаче воздуха (и постоянном поперечном сечении) скорости в канале уменьшаются, а статические давления увеличиваются, создается диффузорный эффект.

Скорости выхода воздуха в начале щели, считая по потоку, имеют большую составляющую динамического давления. Поэтому воздух вытекает под острым углом к продольной оси, движется почти параллельно ей, часто настилаясь на стенку воздуховода.

Направление струй воздуха приближается к нормальному в глухом конце воздуховода, где составляющая динамического давления значительно меньше составляющей статического давления (увеличивающейся к концу воздуховода).

Такое распределение скоростей и направлений струй не позволило бы получить удовлетворительный эффект ни от воздушной завесы, ни от передувки.

Для бортовых отсосов, простых или активированных поддувов (передувок) столь же необходимо иметь совершенно одинаковые скорости всасывания на всем протяжении щели. Большие скорости в одной части щели и соответственно малые в другой могли бы привести к тому, что выделяющиеся из ванны вредности не были бы захвачены отсосом и, прорываясь в помещение, загрязняли воздух.

К. К. Баулин предложил воздуховод переменного сечения с постоянным статическим давлением по всей длине. Если при этом истечение будет происходить под влиянием только статического давления, то, очевидно, задача равномерной раздачи будет решена. Чтобы сохранить статическое давление постоянным, нужно, чтобы потеря на трение компенсировалась соответствующим уменьшением динамического давления. Это может быть достигнуто соответствующим изменением сечения воздуховода. При постоянной высоте переменной будет ширина воздуховода.

К. К. Баулин вывел уравнение, дающее зависимость относительной ширины воздуховода

$$\frac{a_x}{l} = \bar{a}_x$$

от относительной длины (рис. XIV—53):

$$\frac{x}{l} = \bar{x};$$

$$\bar{a}_x = \bar{a}_1 (1 - \bar{x}) l^{A\bar{x}} + A\bar{b} (1 - \bar{x}) l^{A\bar{x}} \int_0^{\bar{x}} \frac{l^{A\bar{x}}}{(1 - \bar{x})} d\bar{x}.$$

Здесь  $l$  — длина воздуховода;

$\bar{b} = \frac{b}{l}$  — относительная высота воздуховода, постоянная по всей длине;

$\bar{a}_1 = \frac{a}{l}$  — относительная ширина начального сечения;

$\bar{x} = \frac{x}{l}$  — относительное расстояние;

$A = \frac{\lambda}{4} \cdot \frac{l}{d}$  — безразмерная величина, характеризующая потери на трение.

Исходное уравнение можно записать так:

$$a_x = \alpha a_1 + \beta b;$$

$$\alpha = (1 - \bar{x}) l^{A\bar{x}};$$

$$\beta = A(1 - \bar{x}) l^{A\bar{x}} \int_0^{\bar{x}} \frac{d\bar{x}}{(1 - \bar{x}) l^{A\bar{x}}}.$$

Так как относительная длина может измениться от 0 до 1 и пределы для  $A$  можно выбрать те же (что соответствует большинству практических задач), то можно заранее вычислить коэффициенты  $\alpha$  и  $\beta$ , с тем чтобы расчет вести по формуле

$$a_x = \alpha a_1 + \beta b.$$

Результаты вычислений, проделанных И. А. Шепелевым<sup>1</sup>, представлены в табл. XIV—3.

Для вычисления коэффициента трения  $\lambda$  среднюю ширину воздуховода можно принять равной приблизительно половине начальной:

$$a_{cp} = \frac{a_1}{2}.$$

Тогда эквивалентный диаметр среднего сечения будет

$$d_0 = \frac{2 a_{cp} b}{a_{cp} + b} = \frac{2 a_1 b}{a_1 + 2b};$$

среднее число Рейнольдса

$$Re_{cp} = \frac{v_{cp} d_0}{\nu} \approx \frac{v_1 d_0}{\nu};$$

по числу  $Re$  и относительной шероховатости определяется  $\lambda$ .

<sup>1</sup> Отопление и вентиляция. — 1938. — № 4—5.

A	$\bar{x}$	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
0,1	$\{a$	1,0	0,909	0,816	0,721	0,625	0,526	0,425	0,322	0,217	0,109	0,0
	$\beta$	0,0	0,01	0,018	0,025	0,031	0,036	0,038	0,037	0,034	0,024	0,0
0,2	$\{a$	1,0	0,918	0,834	0,743	0,650	0,552	0,451	0,345	0,235	0,120	0,0
	$\beta$	0,0	0,019	0,037	0,052	0,064	0,073	0,078	0,077	0,069	0,050	0,0
0,3	$\{a$	1,0	0,927	0,848	0,763	0,678	0,580	0,480	0,369	0,254	0,131	0,0
	$\beta$	0,0	0,029	0,055	0,078	0,098	0,113	0,120	0,118	0,107	0,078	0,0
0,4	$\{a$	1,0	0,935	0,865	0,791	0,703	0,610	0,508	0,396	0,276	0,143	0,0
	$\beta$	0,0	0,039	0,074	0,106	0,132	0,152	0,163	0,163	0,148	0,107	0,0
0,5	$\{a$	1,0	0,946	0,884	0,813	0,733	0,642	0,540	0,425	0,298	0,157	0,0
	$\beta$	0,0	0,094	0,094	0,134	0,168	0,195	0,210	0,210	0,190	0,138	0,0
0,6	$\{a$	1,0	0,954	0,905	0,840	0,762	0,675	0,572	0,456	0,324	0,172	0,0
	$\beta$	0,0	0,059	0,114	0,164	0,206	0,238	0,258	0,250	0,236	0,171	0,0
0,7	$\{a$	1,0	0,963	0,920	0,866	0,792	0,710	0,608	0,489	0,350	0,188	0,0
	$\beta$	0,0	0,069	0,134	0,193	0,244	0,288	0,310	0,312	0,284	0,206	0,0
0,8	$\{a$	1,0	0,972	0,937	0,889	0,828	0,745	0,648	0,525	0,380	0,205	0,0
	$\beta$	0,0	0,079	0,155	0,224	0,286	0,334	0,365	0,368	0,335	0,242	0,0
0,9	$\{a$	1,0	0,980	0,960	0,917	0,859	0,785	0,688	0,564	0,410	0,225	0,0
	$\beta$	0,0	0,089	0,177	0,257	0,327	0,386	0,422	0,428	0,389	0,283	0,0
1,0	$\{a$	1,0	0,995	0,977	0,945	0,895	0,824	0,730	0,605	0,445	0,246	0,0
	$\beta$	0,0	0,100	0,197	0,289	0,371	0,438	0,482	0,492	0,448	0,326	0,0

Вначале определяют вспомогательную величину  $A$ , характеризующую потерю давления на трение в воздуховоде,

$$A = \frac{\lambda}{4} \cdot \frac{l}{b}.$$

Затем, задаваясь различными значениями  $\frac{x}{l}$ , определяют соответствующие значения  $a_x$  по формуле

$$a_x = \alpha a_1 + \beta b,$$

где  $\alpha$  и  $\beta$  — коэффициенты, зависящие от  $A$  и  $\frac{x}{l}$ .

Значения этих коэффициентов могут быть взяты из табл. XIV—3.

Полное сопротивление воздуховода складывается из статического давления в воздуховоде (постоянного по всей длине) и скоростного давления в начальном сечении воздуховода.

Статическое давление в воздуховоде зависит от формы отверстий для выпуска воздуха и от скорости истечения через них.

Формула для определения статического давления в воздуховоде имеет вид

$$p_{ст} = \frac{\rho_0^2 \gamma}{2g},$$

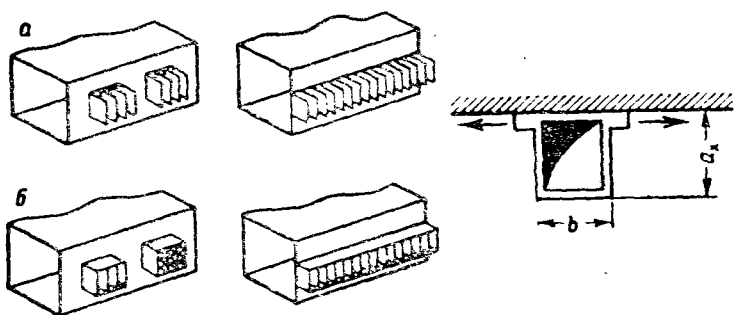


Рис. XIV—54. Конструктивное оформление отверстий для выпуска воздуха:

*a* — с направляющими плоскостями;  
*b* — с патрубками и спрямляющими решетками

где  $\zeta$  — коэффициент местного сопротивления отверстий, отнесенный к скоростному давлению в отверстиях.

Для открытых отверстий с направляющими плоскостями или открытой щели с направляющими плоскостями (рис. XIV—54, *a*)

$$\zeta = 3,66 \div 4,6^*$$

Для отверстий с патрубками и спрямляющими поток решетками в них или щели с боковыми плоскостями и направляющими решетками (рис. XIV—54, *b*)

$$\zeta = 2,35^*$$

Средняя скорость истечения воздуха через отверстия

$$v_0 = \frac{L'}{3600 F} \text{ м/сек,}$$

где  $F$  — суммарная площадь всех отверстий;

$$p_{ск} = \frac{v_1^2 \gamma}{2g},$$

где  $v_1$  — средняя скорость в начальном сечении воздуховода.

Таким образом, полное сопротивление воздуховода, включающее трение и потери давления на выход из сети, будет

$$P = P_{ст} + P_{ск}.$$

**Пример.** Рассчитать воздуховод равномерной раздачи (то есть определить форму задней стенки и величину полного дав-

\* Приведенные коэффициенты учитывают запас 15%.

ления в начальном сечении воздуховода) длиной  $l=7,2$  м, если начальное сечение воздуховода имеет форму квадрата со сторонами  $a_1=b=0,3$  м.

Количество воздуха, подлежащее раздаче,  $L'=5900$  м<sup>3</sup>/час. Для выпуска воздуха служат 18 одинаковых отверстий площадью  $\sigma=0,01$  м<sup>2</sup> каждое, снабженных патрубками с направляющими решетками.

Вспомогательная величина  $A$  при  $\lambda=0,02$  будет

$$A = \frac{\lambda}{4} \cdot \frac{l}{b} = \frac{0,02 \cdot 7,2}{4 \cdot 0,3} = 0,12.$$

Составляем вычислительную табличку, выписав соответствующие значения  $\alpha$  и  $\beta$  (первая и вторая строчки таблицы) для значений  $x$  от 0 до 1,0 и соответствующего значения  $A=0,12$  (табл. XIV—4).

Таблица XIV—4

$x$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\alpha$	1,0	0,91	0,82	0,73	0,63	0,53	0,43	0,33	0,22	0,11	0
$\beta$	0,0	0,012	0,72	0,03	0,035	0,04	0,045	0,04	0,04	0,03	0
$\alpha a_1$	0,3	0,273	0,246	0,219	0,189	0,159	0,029	0,099	0,066	0,033	0
$\beta b$	0,0	0,0036	0,006	0,009	0,0105	0,012	0,0135	0,012	0,0198	0,0099	0
$\alpha x$	0,3	0,277	0,252	0,228	0,200	0,171	0,143	0,111	0,086	0,043	0

Статическое давление в воздуховоде равномерной раздачи (постоянное по всей его длине)

$$p_{ст} = 2,35 \frac{\rho L_{сек}^2}{2\mu^2 (n\sigma)^2} = 2,35 \frac{0,123 \left( \frac{5900}{3600} \right)^2}{2 \cdot 0,72 (18 \cdot 0,01)^2} = 12,0 \text{ кг/м}^2.$$

Скоростное давление в начальном сечении воздуховода

$$p_{ск} = \frac{\rho L_{сек}^2}{2(a_1 b)^2} = \frac{0,123 \left( \frac{5900}{3600} \right)^2}{2(0,3 \cdot 0,3)^2} = 20,4 \text{ кг/м}^2.$$

Полное давление в начальном сечении воздуховода

$$p = p_{ст} + p_{ск} = 12,0 + 20,4 = 32,4 \text{ кг/м}^2.$$

Для определения полного давления вентилятора надо к вычисленному давлению прибавить все потери во всасывающей части воздуховода (если она имеется) и в той части нагнетатель-

ного воздуховода, которая предшествует воздуховоду равномерной раздачи.

Правильно рассчитанная форма воздуховода равномерной раздачи гарантирует по величине постоянство выходных скоростей. Чтобы сохранить также постоянство выходных скоростей по направлению и тем обеспечить равномерность раздачи воздуха, необходимо выходные отверстия снабжать предложенными К. К. Баулиным направляющими решетками или патрубками с направляющими решетками. В случае устройства щели в нее тоже должна быть вставлена решетка так, чтобы каждый образованный таким образом плоский канал имел длину не менее трех его ширины.

Воздуховод равномерной раздачи может быть приспособлен для двухстороннего выпуска воздуха. Для этого выпускные отверстия следует расположить на двух параллельных стенках воздуховода.

По равномерной раздаче воздуха из сравнительно коротких воздухопроводов имеется, кроме работ наших отечественных авторов, работа инженера С. Шаттулата<sup>1</sup>.

В ней рассмотрены три типа распределительных каналов со щелью и показано, что распределение количеств вытекающего воздуха, его направление после истечения, а также коэффициент потерь давления зависят от характеристики канала  $K$ . В эту характеристику входят в качестве главных величин отношение суммарной площади отверстий (для истечения) к начальному поперечному сечению канала и коэффициент сжатия струи при истечении из отверстия. Рассматриваются три типа каналов: постоянного сечения по всей длине и в форме тупого и острого клина.

В отношении этих каналов ставятся следующие задачи.

Как должны быть подобраны размеры канала, чтобы воздух по возможности вытекал равномерно из щели?

С каким направлением воздух вытекает из щели и какие мероприятия нужны, чтобы воздух вытекал нормально?

Каково сопротивление канала?

Истечение воздуха из отверстия канала, как известно, характеризуется скоростью истечения  $\omega$  (м/сек), направлением истечения  $\alpha$  (град) и количеством вытекающего воздуха  $L'$  (м<sup>3</sup>/сек).

Для получения указанных величин делается допущение, что поток в канале по длине выпуска не имеет потерь и что статическое давление в канале по всему каналу неизменно.

Характеристика канала имеет следующее выражение:

$$K = \sqrt{\eta} \epsilon f/F.$$

Здесь  $\eta$  обозначает коэффициент полезного действия диффузора и равняется 0,7—0,8;  $\epsilon$  (коэффициент сжатия струи) зави-

<sup>1</sup> Шаттулат С. Истечение воздуха из щели, идущей вдоль оси распределительного канала // Heizung, Lüftung, Haustechnik. — 1958. — № 6, 10.

сит от оформления выпускного отверстия: при острых кромках  $\epsilon=0,61-0,64$ ; кромки отверстия несколько сглажены —  $\epsilon=0,7-0,8$ ; слегка закругленное отверстие —  $\epsilon=0,9$ ; сопло-дюзе —  $\epsilon=0,98-0,99$ ;

$f$  — площадь щели,  $m^2$ ;

$F_0$  — площадь поперечного сечения канала,  $m^2$ .

При численном значении  $K=0,25$  для канала постоянного поперечного сечения ( $F_0=\text{const}$ ) можно получить вполне удовлетворительное распределение воздуха по длине щели, показанное в табл. XIV—5.

Таблица XIV—5

Характеристика канала	$K=0,25$		
	$\eta$	0,7	0,8
Коэффициент полезного действия пре- вращения давления	$\eta$	0,7	0,8
Количество вытекающего воздуха в начале щели	$\frac{L_0}{L_{ид}}$		0,98
Количество воздуха, вытекающего в конце щели	$\frac{L_s}{L_{ид}}$		1,01
Направление струи в начале щели	$\alpha_0$	$73^\circ$	$74^\circ$
Направление струи в конце щели	$\alpha_s$		$90^\circ$
Потери давления в распределитель- ном канале	$\Delta p$		
Коэффициент потерь давления канала	$\zeta$	11,45	13,30
Коэффициент сжатия струи $E=0,61$	$\frac{f}{F}$	0,49	0,458
Коэффициент сжатия струи $E=0,99$	$\frac{f}{F}$	0,302	0,282

На рис. XIV—55 приводятся графики для расчетов воздухо-  
водов постоянного поперечного сечения для равномерной разда-  
чи. Кроме обозначений, указанных на рисунке, назовем:

$\epsilon$  — коэффициент сжатия струи 0,61—0,99;

$L'_0$  — поступающее в канал количество воздуха,  $m^3/\text{сек}$ ;

$L_{ид} = 0,01 \frac{L_0}{s}$  — количество воздуха на 1 см щели,  $m^3/\text{сек}$ , при  
идеальном распределении;



$l$  — действительное количество вытекающего воздуха,  $\text{м}^3/\text{сек}$ , на 1 см длины щели на расстоянии  $X$  от начала щели;

$h$  — высота щели, м;

$f = hs$  — площадь щели,  $\text{м}^2$ ;

$F_0 = B_0 H_0$  — площадь канала,  $\text{м}^2$ ;

$\alpha$  — угол, составляемый струйкой с плоскостью канала;

$\xi$  — коэффициент сопротивления;

$s$  — длина щели, м.

Рис. XIV—55 показывает равномерность распределения воздуха по длине канала в зависимости от величины  $K$ .

При идеально равномерной раздаче  $\frac{l}{l_{ид}} = 1$ , но для этого  $K$  должно быть равно нулю, а  $F = \infty$ , но уже значение  $K = 0,25$  дает достаточно равномерное распределение воздуха.

На рис. XIV—56 показаны углы  $\alpha$  между направлением вектора скорости в канале  $\omega$  и вектора скорости  $v$  при истечении. Когда  $K = 0,25$ , угол  $\alpha = 73^\circ$  в начале щели (при  $x/l = 0$ ), а при  $x/l = 0,4$  угол  $\alpha = 80^\circ$ .

На рис. XIV—57 показана кривая сопротивления. Из этого рисунка видно, что сопротивление канала значительно увеличивается по мере уменьшения  $K$ , хотя распределение воздуха становится более равномерным.

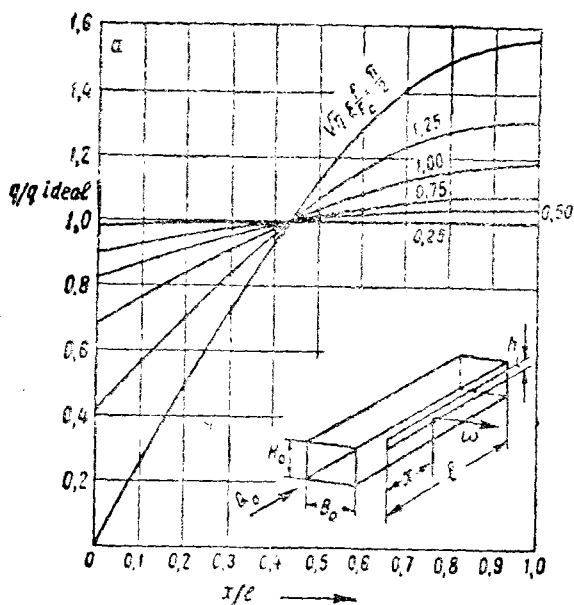


Рис. XIV—55

При наиболее употребительном условии  $f/F_0=0,4$  можно пользоваться следующей таблицей (табл. XIV—6).

Таблица XIV—6

$t/F_0=0,4$	$\eta=0,7$	$\eta=0,8$
$\varepsilon=0,61$		
$\sqrt{\eta\varepsilon}$	0,51	0,545
$K$	0,204	0,218
$\varepsilon=0,99$		
$\sqrt{\eta\varepsilon}$	0,83	0,885
$K$	0,331	0,354

Для клиновидного канала со щелью постоянной ширины (какой обычно применяется для воздушных завес) на рис. XIV—58 приводится схема и график из работы Шаттулата. На рис. XIV—58, а показано распределение удельных расходов в зависимости от отношения площадей сечения в конце щели  $F_l$  и в начале ее  $F_0$ .

При отношении  $\frac{F_l}{F_0}=0,01$  на расстоянии 0,9 длины щели распределение близко к идеальному  $\frac{q}{q_u}=1$ , а в самом конце на  $q_u$

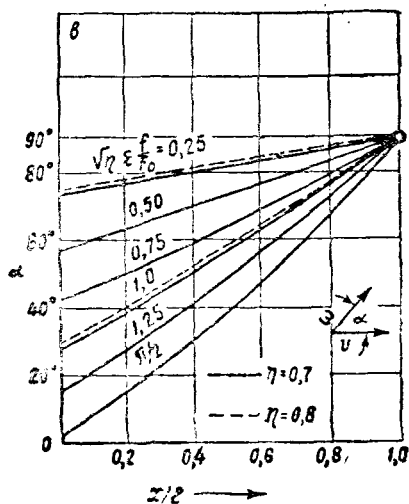


Рис. XIV—56

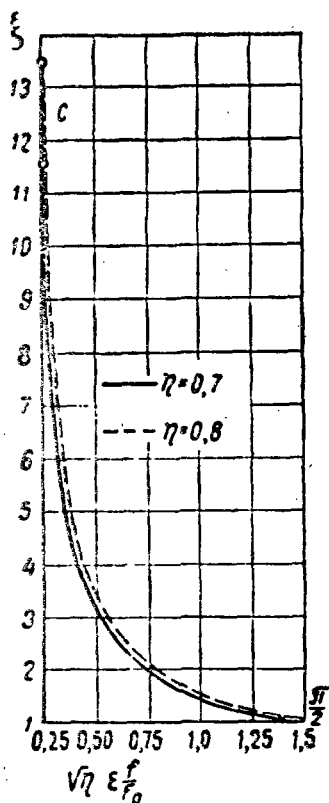


Рис. XIV—57

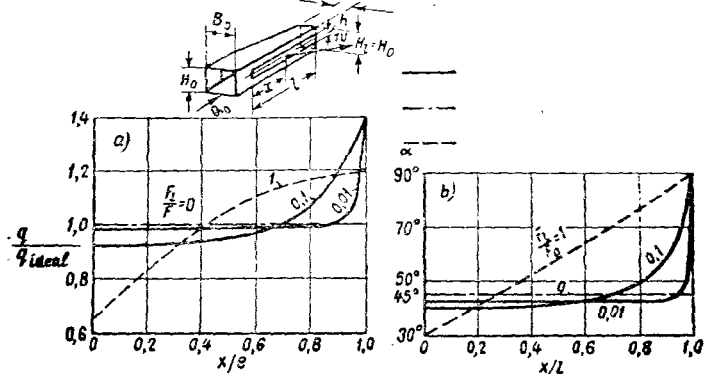


Рис. XIV—58

протяжении 0,1 щели объем вытекаемого воздуха внезапно увеличивается и приблизительно на 40% больше, чем в начале щели. На рис. XIV—58, *b* даются углы, с которыми к продольной оси воздуховода вытекают струйки. Из рисунка видно, что на 0,9 длины щели струйки вытекают под углом 45°. Поэтому постановка направляющих лопаток для придания струйкам нормального направления к оси обязательна.

Для бортовых отсосов и передувов необходимо обеспечить равные скорости по всей длине щелевидного отсоса. С этой целью щель, имеющую по всей длине постоянную высоту, разбивают на ряд секций, как указано на рис. XIV—59.

Угол в вершине конфуззора должен быть не более 60°.

Для получения одинаковых скоростей всасывания по всей длине борта ванны Ленинградский институт гигиены труда и профзаболеваний (инженер П. В. Седяков) рекомендует при проектировании руководствоваться данными табл. XIV—7 и рис. XIV—59.

Подбор отсоса для сохранения одинаковых значений  $V$  и  $h$  следует производить из секций одной серии.

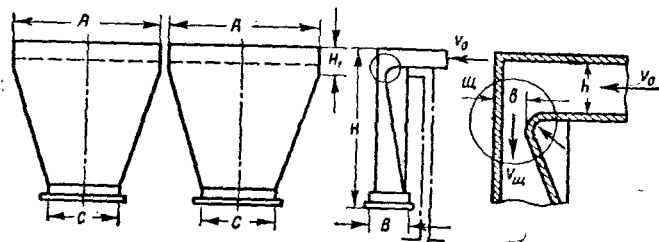


Рис. XIV—59. Секционные бортовые отсосы

Серия	В, мм	h, мм	b, мм	r, мм	H, мм	H <sub>г</sub> , мм	А=500 мм		А=600 мм		А=700 мм		А=800 мм		v <sub>0</sub> , м/сек	v <sub>100</sub> , м/сек	v <sub>в</sub> , м/сек	t отнесен к v <sub>0</sub>
							L <sub>с</sub> , м <sup>3</sup> /час	с, мм	L <sub>с</sub> , м <sup>3</sup> /час	с, мм	L <sub>с</sub> , м <sup>3</sup> /час	с, мм	L <sub>с</sub> , м <sup>3</sup> /час	с, мм				
II	120	50	28	25	500	100	600	720	840	960	1080	1200	1400	1600	6,7	11,9	3,56	1,0
							700	840	980	1120	1260	1400	1600	7,8	13,9	4,15		
							800	960	1120	1280	1440	1600	1800	8,9	15,9	4,75		
							900	1080	1260	1440	1600	1800	2000	10,0	17,9	5,35		
							1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	11,1	19,9	5,95		
III	140	80	35	40	500	150	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	7,0	15,9	4,75	1,4
							1100	1320	1540	1760	1980	2200	2400	7,7	17,5	5,25		
							1200	1440	1680	1920	2160	2400	2600	8,4	19,0	5,7		
							1300	1560	1820	2080	2320	2560	2800	9,1	20,6	6,2		
							1400	1680	1960	2240	2520	2800	3040	9,8	22,2	6,65		
IV	160	100	40	50	500	150	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3200	3400	8,35	20,7	6,2	1,7
							1600	1920	2240	2560	2880	3200	3520	8,9	22,1	6,6		
							1700	2040	2380	2720	3040	3360	3680	9,45	23,5	7,0		
							1800	2160	2520	2880	3200	3520	3840	10,0	24,8	7,4		
							1900	2280	2660	3040	3360	3680	4000	10,55	26,2	7,85		
							2000	2400	2800	3200	3600	4000	11,1	27,6	8,25			

Таблица и указания к ней заимствованы из «Указаний по проектированию систем отопления и вентиляции в гравельных и гальванических цехах» ленинградского Промстройпроекта. Серия ОВ 304—1948.

Объем воздуха, приходящийся на один борт, распределяется между секциями пропорционально их длине  $A$ .

$L'_c$  — объем воздуха в  $m^3/час$ , удаляемый через одну секцию.

**Пример.** Ванна хромирования длиной 2,6 м оборудуется двух-бортовым отсосом. Объем удаляемого воздуха  $L' = 7300 m^3/час$ . На один борт  $7300 : 2 = 3650 m^3/час$ . Каждый бортовой отсос можно составить:

а) из трех секций серии II  $A = 700$  мм, при

$$L'_c = \frac{3650 \cdot 0,7}{2,6} = 980 m^3/час$$

и одной секции серии II  $A = 500$  мм, при

$$L'_c = \frac{3650 \cdot 0,5}{2,6} = 700 m^3/час;$$

б) из трех секций серии II  $A = 600$  мм, при

$$L'_c = \frac{3650 \cdot 0,6}{2,6} = 840 m^3/час$$

и одной секции серии II  $A = 800$  мм, при

$$L'_c = \frac{3650 \cdot 0,8}{2,6} = 1120 m^3/час.$$

Если объемы  $L'_c$  получаются не совпадающими со значениями, приведенными для одной секции, то значения скоростей определяются интерполированием.

Внутренняя щель  $\omega$  (рис. XIV—59) предназначена для выравнивания скоростей всасывания по длине бортового отсоса каждой секции, причем площадь ее  $f = bA$  составляет 0,3 площади выходного сечения секции  $F = BC$ .

Секция изготавливается из листовой стали толщиной 3—5 мм и сваривается сплошным швом.

Для каналов постоянного поперечного сечения со щелью постоянной ширины ( $b$ ) достаточно равномерные расходы по длине щели при всасывании получаются примерно так же, как и при истечении при  $f/F \approx 0,3$ .

Для щелей переменной ширины (поперечное сечение канала постоянно) можно воспользоваться графиком, предложенным профессором Л. Оппл<sup>1</sup>.

На графике (рис. XIV—60) представлена зависимость

$$\frac{v_x}{v_0} = f\left(\frac{x}{l} : \frac{v_0}{v_0}\right),$$

<sup>1</sup> Санитарная техника и вентиляция. — 1960. — № 1 (на чешском языке).

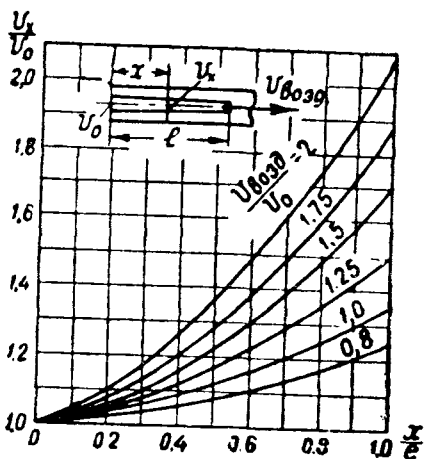


Рис. XIV—60. График для расчета щели равномерного всасывания

где  $v$  — скорость в корне воздуховода, м/сек;  
 $v_0$  — скорость в щели при  $x=0$ , м/сек;  
 $v_x$  — скорость в щели на расстоянии  $x$ , м/сек;  
 $l$  — длина щели, м;  
 $b_x$  — ширина щели на расстоянии  $x$ , м.

Ширина щели  $b_x$  определяется из условия постоянства расхода по длине щели  $v_x b_x = \text{const}$ .

**Пример.** Определить размеры щели для воздуховода равномерного всасывания длиной 2,5 м при  $F=0,316 \cdot 0,316 = 0,1 \text{ м}^2$  на расход  $3600 \text{ м}^3/\text{час}$ .  
 Определяем скорость в корне:

$$v_0 = \frac{1}{0,1} = 10 \text{ м/сек.}$$

Задаемся скоростью в начале щели при  $\frac{x}{l}=0$ ;  $v_0=5 \text{ м/сек}$ .

Разбиваем длину воздуховода 2,5 м на пять частей и находим по кривой  $\frac{v_x}{v_0} = 2$  значение относительных скоростей  $\frac{v_x}{v_0}$  на относительных расстояниях  $\frac{x}{l}$ :

при $\frac{x}{l} = 0$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$\frac{v_x}{v_0} = 1$	1,08	1,25	1,47	1,74	2,04

Переходим к абсолютным значениям и определяем ширину щели:

$x=0$	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	м
$v_x = 5,0$	5,4	6,25	7,35	8,55	10	м/сек
$b_x = 80$	74	64	55	47	39	мм

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие . . . . .	5
<i>Отдел I. Введение</i>	
Глава I. Задачи вентиляции . . . . .	10
§ 1. Гигиенические требования к воздуху помещений . . . . .	10
§ 2. Распространение вредностей . . . . .	13
§ 3. Классификация способов вентилирования . . . . .	14
Глава II. Связь вентиляции с другими науками и методология вентиляционной науки . . . . .	17
§ 4. Связь вентиляции с другими науками . . . . .	17
§ 5. Методология вентиляционной науки . . . . .	21
§ 6. Общие способы определения количества вредностей и определение воздухообмена . . . . .	47
<i>Отдел II. Обработка воздуха</i>	
Глава III. Физические свойства влажного воздуха и <i>I—d</i> -диаграмма . . . . .	52
§ 7. Предпосылки к построению <i>I—d</i> -диаграммы . . . . .	52
§ 8. Процессы нагревания и охлаждения воздуха при неизменном влагосодержании . . . . .	59
§ 9. Процессы смешения . . . . .	62
§ 10. Примешивание к воздуху воды и водяных паров . . . . .	63
§ 11. Процессы с изменением теплосодержания и влагосодержания воздуха . . . . .	67
§ 12. Различные способы получения требуемых параметров воздуха . . . . .	72
<i>Отдел III. Аэродинамические основы организации воздухообмена</i>	
Глава IV. Струи . . . . .	76
§ 13. Свободная круглая струя . . . . .	76
§ 14. Свободная плоская струя . . . . .	82
§ 15. Струи, настилающиеся на плоскую стенку . . . . .	95
§ 16. Взаимодействие струй . . . . .	105
§ 17. Струя в ограниченном пространстве в изотермических условиях . . . . .	108
§ 18. Искривление струи гравитационными силами . . . . .	117
§ 19. Искривление оси плоской и кольцевой струи . . . . .	119
§ 20. Распространение струи во внешнем потоке . . . . .	124
§ 21. Тепловые струи . . . . .	128
§ 22. Общий обзор и классификация приточных насадков . . . . .	133
Глава V. Спектры всасывания . . . . .	148
§ 23. Точечный и линейный стоки . . . . .	148
§ 24. Спектры скоростей всасывания круглого и прямоугольного отверстий . . . . .	150
§ 25. Общие приемы построения спектров скоростей всасывания любых отверстий . . . . .	168
§ 26. Взаимодействие струи и всасывания . . . . .	169
Глава VI. Циркуляция воздуха в помещении . . . . .	176
§ 27. Циркуляция воздуха при изотермических условиях . . . . .	176
§ 28. Циркуляция потоков в неизотермических условиях . . . . .	184
§ 29. Температурное поле в горячих цехах . . . . .	189

*Отдел IV. Основные вредности*

Глава VII. Избыточное тепло . . . . .	200
§ 30. Тепловые балансы . . . . .	201
§ 31. Тепло, вносимое солнечной радиацией . . . . .	206
Глава VIII. Избыточная влага . . . . .	209
§ 32. Подсчет количества испаряющейся воды . . . . .	210
§ 33. Практические данные для определения количества влаги, поступающей в воздух помещений . . . . .	213
§ 34. Расчет обестуманивающих установок . . . . .	215
Глава IX. Газы и пары . . . . .	222
§ 35. Характеристика основных газов и паров . . . . .	222
§ 36. Характеристика газов с точки зрения взрывоопасности . . . . .	226
§ 37. Распространение газов и паров в воздухе помещения . . . . .	228
§ 38. Определение расчетного количества выделяющихся газов и паров . . . . .	230
Глава X. Пыль . . . . .	235
§ 39. Понятие о пыли и ее свойствах . . . . .	235
§ 40. Образование пыли, ее источники и классификация . . . . .	236
§ 41. Определение скорости падения частиц в спокойном воздухе . . . . .	244
§ 42. Классификация способов очистки . . . . .	250

*Отдел V. Основные приемы вентилирования*

Глава XI. Аэрация . . . . .	254
§ 43. Понятие об аэрации. Области ее применения . . . . .	254
§ 44. Поток воздуха, возникающие в здании с источниками тепла . . . . .	256
§ 45. Воздействие ветра на здание . . . . .	264
§ 46. Организация естественных воздухообменов . . . . .	273
§ 47. Расчет аэрации однопролетных цехов . . . . .	279
§ 48. Расчет аэрации многопролетных цехов . . . . .	299
§ 49. Расчет аэрации многоэтажных цехов . . . . .	304
§ 50. Расчет аэрации путем решения пространственной задачи . . . . .	307
§ 51. Определение температуры уходящего воздуха в связи с заданной температурой в рабочей зоне . . . . .	308
Глава XII. Воздушные души . . . . .	319
§ 52. Воздушный душ, его значение и области применения . . . . .	319
§ 53. Классификация случаев применения воздушных душей . . . . .	321
§ 54. Конструктивное оформление воздушных душей . . . . .	322
§ 55. Расчет воздушных душей . . . . .	336
Глава XIII. Воздушные завесы . . . . .	341
§ 56. Назначение воздушных завес . . . . .	341
§ 57. Расчет воздушных завес . . . . .	342
Глава XIV. Местные отсосы . . . . .	362
§ 58. Классификация местных отсосов и требования, предъявляемые к ним . . . . .	362
§ 59. Вытяжные шкафы . . . . .	364
§ 60. Вытяжные зонты . . . . .	371
§ 61. Бортовые отсосы и передувки . . . . .	381
§ 62. Местные отсосы при пульверизационной окраске . . . . .	418
§ 63. Местные отсосы при выбивке литья, стержней и очистке литья . . . . .	421
§ 64. Фасонные приемники-кожухи . . . . .	426
§ 65. Воздуховоды равномерной раздачи и равномерного всасывания для местной вентиляции . . . . .	433