В. М. Эльтерман

ВЕНТИЛЯЦИЯ ХИМИЧЕСКИХ ПРОИЗВОДСТВ

ТРЕТЬЕ ИЗДАНИЕ, ПЕРЕРАБОТАННОЕ



Москва, «Химия», 1980

6С9.4 : 6П7

Э53

УДК 628.83 : 66

Эльтерман В. М.

Вентиляция химических производств.— 3-е изд., перераб.— М., Химия, 1980.— 288 с., ил.

В 3-м издании (2-е изд. вышло в 1971 г.) отражены новейшие достижения в области вентиляционной техники. Рассмотрены теоретические основы процессов распространения вредных веществ в воздухе вентилируемых помещений и в приземном слое атмосферы. Изложены методы определения валовых выбросов вредных веществ из технологического оборудования и методы расчета рассеивания вредных веществ в атмосфере. Описаны конструкции местных отсосов, общеобменной и аварийной вентиляции, а также средства и схемы автоматического регулирования вентиляционных систем.

Книга предназначена для инженерно-технических и научных работников предприятий химической, нефтеперерабатывающей, нефтехимической и ряда других отраслей промышленности, инспекторов по охране труда и промышленных санитарных врачей, а также для преподавателей и студентов вузов.

288 с.; 106 рис.; 28 табл.; список литературы 142 ссылки.

Э $\frac{31401\text{-}121}{050(01)\text{-}80}$ 121.80.2801000000

© Издательство «Химия», 1980 г.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие 5

Глава I. САНИТАРНО-ГИГИЕНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ВОЗДУШНОЙ СРЕДЕ ХИМИЧЕСКИХ ПРОИЗВОДСТВ 7

Литература 16

Глава II. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЦЕССА РАСПРОСТРАНЕНИЯ ВРЕДНЫХ ПРИМЕСЕЙ В ВОЗДУХЕ ВЕНТИЛИРУЕМЫХ ПОМЕЩЕНИЙ 18

Приточные струи 20
Конвективные струи 36
Турбулентный перенос примесей в потоках воздуха 46
Методы приближенного моделирования процессов вентиляции . . . 85
Литература 96

Глава III. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ, ВЫДЕЛЯЮЩИХСЯ В ВОЗДУХ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЙ 99

Определение количества вредных веществ, выделяющихся из оборудования, находящегося под давлением 101
Определение выделения вредных веществ из оборудования, работающего под разрежением 110
Определение вредных веществ, выделяющихся через уплотнения движущихся частей оборудования 117
Определение вредных веществ, уносимых конвективными потоками . . . 117
Испарение с открытых поверхностей 118
Испарение с поверхности при вынужденном движении воздуха . . . 128
Испарение с поверхностей, покрывающихся пленками 128
Определение количества выделяющихся вредных веществ с помощью газовоздушных балансов 134
Методика нормирования предельно допустимых выделений вредных веществ в цехах химических заводов 136
Технологические мероприятия для уменьшения выделений вредных веществ из оборудования 142
Литература 148

Глава IV. МЕСТНАЯ ВЫТЯЖНАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ 149

Литература 168

Глава V. ОБЩЕОБМЕННАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ 169

Распределение температур и концентраций вредных веществ по высоте вентилируемых помещений 169
Выбор схемы общеобменной вентиляции 185
Изоляция помещений с повышенными концентрациями вредных веществ от «чистых» помещений 191
Литература 194

Глава VI. АВАРИЙНАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ 195

Классификация аварийных ситуаций, приводящих к повышению концентраций вредных и пожаровзрывоопасных веществ в производственных помещениях 195
Расчет аварийной вентиляции 197
Определение неравномерности поля концентраций вредных и пожаровзрывоопасных веществ в объеме вентилируемого помещения . . . 202
Рекомендации по устройству аварийной вентиляции 206
Примеры расчета аварийной вентиляции 211
Расчет времени и дополнительного воздухообмена, необходимых для снижения высоких концентраций вредных веществ в вентилируемых помещениях и укрытиях 219
Литература 220

Глава VII. КОНТРОЛЬ СОСТОЯНИЯ ВОЗДУШНОЙ СРЕДЫ И АВТОМАТИЗАЦИЯ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК 221

Литература 234

Глава VIII. ЗАЩИТА ВОЗДУШНОГО БАССЕЙНА ПРОМЫШЛЕННЫХ УЗЛОВ ОТ ЗАГРЯЗНЕНИЯ 235

Снижение валовых выбросов вредных веществ в атмосферу 236
Классификация источников загрязнения приземного слоя атмосферы в промышленных узлах 240
Методы расчета рассеивания в атмосфере промышленных выбросов . . 244
А. Расчет рассеивания в атмосфере вредных веществ из высоких труб по Указаниям СН 369—74 248
Б. Расчет рассеивания в атмосфере вредных веществ от низких затененных источников 255
Определение предельно допустимых выбросов вредных веществ в атмосферу 273
Литература 279
Приложения 281

Светлой памяти отца и учителя Михаила Юльевича Эльтермана посвящаю

ПРЕДИСЛОВИЕ

Внедрение в практику проектирования достижений научных исследований позволяет решать поставленную задачу наиболее эффективным и экономичным путем.

Большую пользу в решении задач, возникающих при проектировании новых заводов, приносит физическое и математическое моделирование процессов распространения вредных веществ, теоретические основы которого разрабатываются в последнее время.

Так, использование при исследовании возможного загрязнения воздуха на двух вновь строящихся химических комбинатах метода физического моделирования дало возможность найти решения, в результате которых на одном объекте была снижена стоимость строительства на 3 млн. руб. без ущерба для состояния воздушной среды, а в другом — предотвращено загрязнение приземного слоя атмосферы.

Совместная работа проектировщиков с исследователями позволяет поставить на службу народному хозяйству большие неиспользованные резервы, наиболее рационально решить вопросы землепользования и охраны воздушной среды.

Третье издание книги, так же как и два первых, знакомит читателей — проектировщиков, монтажников и эксплуатационников промышленной вентиляции, а также технологов и архитекторов, проектирующих химические заводы, с теоретическими и экспериментальными исследованиями, на которых основываются практические предложения по повышению эффективности вентиляционных установок.

По сравнению со вторым изданием в третье внесены изменения в связи с выходом новых санитарных норм проектирования промышленных предприятий СН 245—71 и новой редакции главы СНиП II-33—75 «Отопление и вентиляция».

Существенно дополнены в настоящем издании разделы по определению выделения вредных веществ из оборудования, валовых выбросов их в атмосферу, требований к герметизации технологического оборудования, как расположенного в здании, так и на открытых площадках.

Расширен раздел турбулентного переноса примесей в потоках воздуха.

В главе «Аварийная вентиляция» дана классификация аварийных ситуаций, возможных на производстве, определена роль ава-

рийной вентиляции при ликвидации последствий аварий и приведены рекомендации по устройству аварийной вентиляции.

Более подробно рассмотрены вопросы распространения вредных веществ в приземном слое атмосферы, методы расчета концентрации.

Дополнения и изменения, учитывающие опыт проектирования и эксплуатации вентиляции на химических заводах, внесены также во все остальные главы книги.

Автор будет считать свою задачу выполненной, если книга поможет внедрению достижений науки в практику проектирования, будет способствовать дальнейшему развитию теории вентиляции и в конечном результате делу охраны производственной воздушной среды от загрязнения вредными веществами.

САНИТАРНО-ГИГИЕНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ВОЗДУШНОЙ СРЕДЕ ХИМИЧЕСКИХ ПРОИЗВОДСТВ

Заводы и предприятия большой химии охватывают различные отрасли химической промышленности и характеризуются большим разнообразием используемого сырья, полупродуктов и готовой продукции. Вещества, применяемые в большинстве производств, токсичны. А. А. Летавет [1] отмечает, что «химическое производство относится к отраслям промышленности, представляющим собой наибольшую потенциальную опасность профессиональных отравлений и заболеваний работающих, так как в процессе труда они в большей степени имеют контакт с химическими веществами, многие из которых обладают теми или иными токсичными свойствами».

Такой контакт может, в частности, возникнуть при загрязнении воздуха производственных помещений и приземного слоя атмосферы.

Анализируя причины загрязнения воздуха вредными веществами, как главную следует назвать все еще имеющееся несовершенство технологических процессов и негерметичность производственного оборудования.

Вредные вещества могут выделяться не только из оборудования, находящегося под давлением, но также и из оборудования, в котором поддерживается разрежение или атмосферное давление. В первом случае выделение происходит наиболее интенсивно и причиной его является разность давлений. Во втором случае вредные вещества проникают в помещение из оборудования, внутри которого имеются высокие концентрации вредных веществ, вследствие диффузии (молекулярной и турбулентной). Этот процесс менее интенсивен, чем процесс истечения из оборудования, находящегося под давлением, но все же количества вредных веществ, поступающих в помещение из оборудования, находящегося под разрежением, могут быть существенными.

На рис. I-1, по данным производственных исследований [2] на одном из заводов электролитического получения хлора на жидком (ртутном) катоде, показана зависимость выделения хлора от давления в ваннах. Ванны электролизеров не герметичны: имеются щели в резиновых диафрагмах у электродов, между крышкой ванны и ее корпусом, во фланцах трубопроводов и арматуры. Концентрация хлора в ваннах 2440 г/м^3, т. е. почти в 2,5 млн. раз больше ПДК для хлора. Из рис. I-1 видно, что при давлении в ванне, большем

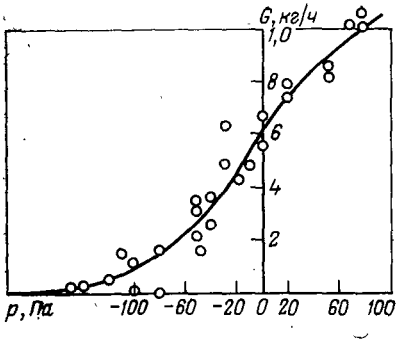


Рис. I-1. Зависимость количества хлора G, выделяющегося из ванн электролиза, в зависимости от давления в них p.

атмосферного, т. е. при $p = -100$ Па, общее количество выделяющегося хлора велико и достигает 10,5 кг/ч. При атмосферном давлении ($p = 0$) валовые выделения хлора уменьшаются до 6 кг/ч. Когда в ваннах наблюдалось разрежение, количество выделяющегося хлора уменьшалось, но не становилось равным нулю. Только при разрежении больше 200 Па не было обнаружено выделения хлора в цех. Наблюдаемые выделения хлора с санитарно-технической точки зрения являются очень большими. Поэтому для поддержания в рабочей зоне цеха концентрации не выше предельно допустимой (ПДК = 1 мг/м^3) необходим миллионный воздухообмен $\left(\frac{10{,}5 \cdot 10^6}{1} = 10{,}5 \cdot 10^6 \text{ м}^3/\text{ч}\right)$.

С точки зрения технолога эти потери хлора очень малы: меньше 0,1% от часовой производительности. Для многих химических производств характерно, что необходимые для расчета вентиляции величины выделения вредных веществ из оборудования находятся в пределах точности расчетов материальных балансов. Поэтому количество вредных веществ, выделяющихся из оборудования, как правило, следует определять с помощью специальных расчетов (см. гл. III) или экспериментов в производственных и лабораторных условиях, а не пользоваться данными технологических балансов.

Необходимо отметить также, что количество выделяющихся вредных веществ не постоянно, а значительно меняется в зависимости от параметров технологического процесса. В данном случае количество выделяющегося хлора зависело от одного параметра (давления в ванне), а в большинстве случаев параметров может быть несколько. Поэтому при натурных обследованиях необходимо определять, от каких параметров технологического процесса зависят выделения вредных веществ, и обязательно их фиксировать.

Рекомендуется устанавливать для каждого производства предельные величины (лимиты) валовых выделений и предусматривать их постоянный контроль с помощью самозаписывающих измерительных приборов. Это будет дисциплинировать проведение технологического процесса, стимулировать работу по его совершенствованию и улучшению герметичности оборудования, а следовательно приведет к значительному уменьшению выделений вредных газов и паров, обеспечит требуемую чистоту воздуха в цехах при технически возможных и экономически целесообразных воздухообменах [2].

Необходимо учитывать также и выделение вредных веществ от вторичных источников. А. С. Архипов [3] отмечает возможность сорбции токсичных веществ строительными конструкциями химических заводов. Например, ртуть и ее органические соединения, тетраэтилсвинец, фтор, цинк и другие вещества могут сорбироваться в стенах, перекрытиях, полах, и в зимнее время, когда температура ограждающих конструкций низкая,— конденсироваться. Летом при высокой температуре наружного воздуха происходит десорбция вредных веществ. Поэтому большое значение имеет установление и соблюдение требований к покрытиям, защищающим строительные конструкции от проникновения в них паров и газов вредных веществ.

Рекомендуется применять химические добавки в отделочные материалы, препятствующие процессам сорбции (например, серу при наличии паров ртути в воздухе).

Санитарно-гигиеническое состояние химических производств зависит от правильно выбранного архитектурно-планировочного решения химических заводов. При проектировании внутренней планировки зданий следует учитывать необходимость изоляции в отдельные помещения (кабины) опасных операций и технологических процессов, которыми управляют из других помещений (коридоров управления). В многоэтажных зданиях с проемами в перекрытиях следует предусматривать такое расположение оборудования и схему вентиляции, при котором исключалось бы проникновение вредных веществ в помещения, где нет выделения газов.

Законодательными документами, определяющими санитарно-гигиенические и технические требования к проектированию промышленных предприятий и вентиляционных установок на них, являются санитарные нормы проектирования промышленных предприятий [4] и соответствующие разделы Строительных норм и Правил [5].

Постоянно ведется работа по совершенствованию этих документов. По мере развития науки и техники, опыта проектирования и эксплуатации промышленных зданий нормы периодически пересматриваются. В 1971 г. Госстрой СССР утвердил седьмое издание санитарных норм СН 245—71.

При сравнении новых санитарных норм с ранее действовавшими [6] отмечено повышение требований к технологическим процессам и оборудованию в части обеспечения благоприятных условий труда работающих и охраны внешней среды.

Разрабатывая технологическую часть проектов согласно СН 245—71, необходимо предусматривать:

замену вредных веществ в производстве безвредными или менее вредными, сухих способов переработки пылящих материалов — мокрыми;

замену пламенного нагрева электрическим, твердого и жидкого топлива газообразным;

герметизацию и максимальное уплотнение стыков и соединений в технологическом оборудовании и трубопроводах для предотвращения выделения вредностей в процессе производства;

тепловую изоляцию нагретых поверхностей оборудования, воздуховодов и трубопроводов;

комплексную механизацию, автоматизацию и дистанционное управление, а также автоматическую сигнализацию о ходе отдельных процессов и операций, связанных с возможностью выделения вредностей;

непрерывность процессов производства;

укрытие механического транспорта, а также применение гидро- и пневмотранспорта при транспортировании пылящих материалов;

рекуперацию вредных веществ и очистку от них технологических выбросов;

преимущественное применение оборудования с паспортом, подтверждающим благоприятную санитарно-гигиеническую характеристику;

автоблокировку технологического оборудования и санитарно-технических устройств, применение оборудования со встроенными местными отсосами и светильниками.

Рекомендуется проведение в проектах технико-экономических расчетов, обосновывающих применение дополнительных устройств, снижающих выделение вредных веществ и уменьшающих их влияние на работающих.

В Санитарные нормы включен новый пункт, требующий при изменении на действующих предприятиях технологического процесса или оборудования, увеличении производственной мощности, интенсификации процессов производства проводить технологические мероприятия и реконструкцию вентиляционных систем, чтобы условия воздушной среды соответствовали требованиям СН 245—71.

Существенно повышены в новых Санитарных нормах требования к охране внешней среды от воздействия производственных вредностей. В технологическую часть проекта теперь должен включаться расчет возможного загрязнения атмосферы вредными веществами, содержащимися в технологических выбросах. В проектах следует предусматривать комплекс мероприятий, выполнение которых в период эксплуатации обеспечивает принятые в расчетах количества выбросов вредных веществ. Рекомендуется применять устройства для измерения и постоянной регистрации количества поступающих в атмосферу вредных веществ, а также устройства для регулирования величины выброса в результате интенсификации очистки, изменения технологического режима производства или других мер. Необходимость применения таких устройств на конкретных производствах должна быть предусмотрена специальными указаниями Госстроя СССР, согласованными с Минздравом СССР.

Дополнительным требованием является установление размера санитарно-защитной зоны по расчету рассеивания в атмосфере,

вредных веществ с учетом суммарного загрязнения наружного воздуха как технологическими и вентиляционными выбросами, так и существующим (фоновым) загрязнением.

Существующие (фоновые) концентрации вредных веществ в районе предполагаемого строительства или реконструкции предприятия устанавливают местные органы санитарно-эпидемиологической службы и гидрометеорологической службы, они должны предоставлять их проектным организациям для расчета возможного загрязнения приземного слоя атмосферы.

В новых нормах вредные вещества, которые могут попасть в воздух рабочей зоны производственных помещений, подразделены на 4 класса опасности: 1-й — чрезвычайно опасные, 2-й — высокоопасные, 3-й — умеренно опасные, 4-й — малоопасные. Такая классификация позволяет более четко устанавливать санитарно-гигиенические требования в зависимости от класса опасности веществ.

Так, для производства вредных веществ 1-го и 2-го классов опасности предъявлены более жесткие требования к размещению технологического оборудования в закрытых помещениях, а именно: такое оборудование должно, как правило, размещаться в изолированных кабинах, помещениях или зонах с управлением этим оборудованием из пультов или операторских зон.

В новых нормах значительно расширена таблица предельно допустимых концентраций вредных веществ в воздухе производственных помещений и в приземном слое атмосферы населенных пунктов.

Для многих (18) вредных веществ величина $ПДК_{р.з}$ в новых нормах снижена, в том числе для таких широко распространенных в химической промышленности веществ, как анилин, бензол, спирты, формальдегид, тетраэтилсвинец, хромовый ангидрид и др.

После выхода СН 245—71 продолжались работы по установлению $ПДК_{р.з}$ для вновь вводимых в производство химических веществ и изменению, как правило, в сторону уменьшения ранее действовавших ПДК. Все дополнения и изменения, сделанные за это время, внесены в ГОСТ ССБТ * 12.1.005—76 «Воздух рабочей зоны. Общие санитарно-гигиенические требования».

В ГОСТ ССБТ 12.1.005—76 значительно расширено число вредных веществ, для которых приводятся $ПДК_{р.з}$ (около 750). Для сравнения укажем, что в СН 245—71 даны ПДК примерно для 450 веществ. Для ряда веществ в ГОСТ снижены величины ПДК (например, для фенола вместо 5 мг/м³ установлена ПДК 0,3 мг/м³).

В ГОСТ ССБТ 12.1.005—76 для вредных веществ кумулятивного действия (ртуть, свинец и др.) кроме максимально разовых ПДК даны среднесменные предельно допустимые концентрации, уста-

---

* ССБТ — система стандартов безопасности труда.

новленные, так же как и максимально разовые, при условии нахождения людей в производственных помещениях не более 8 ч.

При совместной эмиссии в воздух нескольких веществ однонаправленного действия на человека необходимо, чтобы сумма отношений концентрации каждого вещества к его ПДК не превышала единицы

$$\frac{q_1}{q_{\text{ПДК}_1}} + \frac{q_2}{q_{\text{ПДК}_2}} + \ldots + \frac{q_n}{q_{\text{ПДК}_n}} = 1 \qquad (I.1)$$

где q_1, q_2, . . . , q_n — фактические концентрации вредного вещества в атмосферном воздухе, мг/м³; $q_{\text{ПДК}_1}$, $q_{\text{ПДК}_2}$, . . . , $q_{\text{ПДК}_n}$ — соответственно предельно допустимые концентрации тех же вредных веществ.

В санитарных нормах отдельно для определения предельно допустимой концентрации в воздухе производственных помещений и в воздухе населенных пунктов приводятся данные о вредных веществах, имеющих однонаправленное действие на человека.

Исследуется одновременное воздействие нескольких вредных веществ и неблагоприятных метеорологических условий.

Снижение величин предельно допустимых концентраций вредных веществ и другие требования по улучшению состояния воздушной среды на производстве ставит перед технологами, машиностроителями, гигиенистами и специалистами в области вентиляции еще более сложные задачи как по уменьшению выделения вредных веществ в помещении, так и по устройству эффективной и экономически целесообразной вентиляции.

С учетом возможного дальнейшего снижения ПДК, особенно в случаях одновременного выделения многих вредных веществ, было бы целесообразно при проектировании вентиляции химических цехов предусматривать резерв мощности вентиляционных систем.

Во всех случаях, когда кроме газов в химических цехах выделяется тепло, следует применять аэрацию. Для поддержания в летнее время в «горячих» химических цехах температуры воздуха в рабочей зоне, требуемой «Санитарными нормами», следует рекомендовать совместное устройство аэрации и механической приточной вентиляции (см. гл. V).

Санитарными нормами установлены также требования к метеорологическим условиям в цехах. При выполнении легкой физической работы (на химических заводах в настоящее время многие работы переходят в разряд легких) наиболее благоприятны следующие температуры: зимой 20—22° С и летом 23—25° С при относительной влажности 30—60% и подвижности воздуха до 0,5 м/с.

Для летнего периода установлен, как правило, верхний предел температуры воздуха в производственных помещениях 28 °С. В отдельных случаях для местностей с высокой средней температурой наружного воздуха (выше 25 °С в 13 ч самого жаркого месяца) допускается повышение верхнего предела до 33 °С.

Рекомендуя принимать для химических заводов более низкие температуры воздуха в рабочих помещениях, исходят из следующих соображений: на химических заводах всегда имеются в воздухе вредные вещества, сопротивляемость же организма человека к воздействию этих веществ уменьшается с повышением температуры; на многих химических заводах, где вредные вещества выделяются в результате испарения, повышение температуры воздуха в цехе ведет к значительному увеличению таких выделений. Например, в цехах, где применяется ртуть (заводы по производству хлора на ртутном катоде и др.), повышение температуры воздуха с 25 до 33 °С привело бы к увеличению испарения паров ртути в 2,2 раза. Поэтому в «Технических условиях на проектирование вентиляции электролизных цехов большой ширины для ртутного и диафрагменного способов производства хлора», разработанных ЦНИОТ ВЦСПС и описанных в работе [2], наибольший перепад для цехов с ртутным способом получения хлора установлен 3 °С, а максимальная температура воздуха в цехе при расположении его в южных районах должна быть не выше 31 °С. Это положение соответствует Санитарным нормам, согласно которым температура, относительная влажность и скорость движения воздуха в рабочей зоне производственных помещений, где в связи с повышением температуры воздуха возможно увеличение испарения ядовитых веществ, а следовательно, и опасности отравления (например, работа со ртутью и др.), устанавливаются более низкие.

Согласно «Правилам защиты от статического электричества в химической промышленности» * в химических цехах, в которых возможно образование статического электричества, относительная влажность воздуха должна поддерживаться не менее 70%. Следует отметить, что такая относительная влажность допустима в соответствии с Санитарными нормами при температуре воздуха в цехе не выше 24 °С.

Серьезное внимание необходимо обращать и на обеспечение благоприятных метеорологических условий в цехах в зимнее время. Практика показала, что температура в рабочей зоне нижних этажей заводов, расположенных в северных и восточных районах страны, как правило, бывает ниже требуемой. Это объясняется тем, что фактическая инфильтрация холодного воздуха через отверстия и щели наружных ограждений во много раз превышает определенную в расчетах. При этом необходимо устанавливать дополнительные отопительные агрегаты и увеличивать расход тепла сверх предусмотренного проектом. Поэтому целесообразно, во-первых, при расчете теплопотерь более точно учитывать инфильтрацию, во-вторых, при приемке построенного здания контролировать площадь щелей в наружных ограждениях (см. гл. VII). Если данная площадь окажется большой, то до пуска здания в эксплуатацию необходимо добиться заделки щелей и отверстий.

---

* Госхимиздат, 1964.

В новых Санитарных нормах расширены требования к определению воздухообмена, необходимого для обеспечения установленных параметров воздушной среды в рабочей зоне. Требуется определить воздухообмен, учитывая неравномерность распределения вредных веществ, тепла и влаги по высоте помещения и в рабочей зоне.

Не допускается определять количество воздуха для вентиляции по кратностям воздухообмена (за исключением случаев, оговоренных в нормативных документах, согласованных и утвержденных в установленном порядке).

Воздухообмены должны рассчитываться:

для помещения с тепловыделениями — по избыткам явного тепла;

для помещений с тепло- и влаговыделениями — по избыткам явного тепла, влаги и скрытого тепла с проверкой на предупреждение конденсации влаги на поверхностях строительных конструкций и оборудования;

для помещений с газовыделениями — по количеству выделяющихся вредностей из условия обеспечения требуемой чистоты воздуха в рабочей зоне и на рабочих местах.

На заводских площадках в местах забора приточного воздуха для механической и естественной вентиляции концентрации вредных веществ не должны превышать 30% от предельно допустимой концентрации этих веществ в воздухе рабочей зоны производственных помещений ($ПДК_{р.з}$):

$$q_{ПДК_п} = 0{,}3 q_{ПДК_{р.з}} \qquad (I.2)$$

Так как, согласно СН 245—71, $ПДК_{р.з}$ установлены для ежедневной работы в пределах 8 ч и являются максимально разовыми, то следовательно, $q_{ПДК_п}$ следует считать максимально разовой, а предельно допустимую концентрацию на заводской площадке приимать по формуле (I.2) только в случае, если на территории завода нет помещения с продолжительностью пребывания людей более 8 ч.

В связи с этим на заводской площадке не должны, как правило, размещаться общежития и другие жилые здания с длительным непрерывным нахождением людей.

Исключение могут представлять помещения для круглосуточного дежурства, так как и для производственных помещений с круглосуточным дежурством в СН 245—71 нет других величин $ПДК_{р.з}$.

В атмосферном воздухе населенных пунктов ($ПДК_в$) Санитарными нормами установлены максимально разовые и среднесуточные предельно допустимые концентрации ($ПДК_в$), исходя из условия, чтобы при длительном непрерывном нахождении людей не было обнаружено воздействие на них вредных веществ.

При выделении в приземный слой атмосферы населенных пунктов и заводских площадок нескольких вредных веществ, обладаю-

ших суммацией действия, необходимо соблюдение условия (1.1).

Прямого указания, какие вещества одновременно воздействуют на человека при его нахождении на заводской площадке, в СН 245—71 не имеется. Но поскольку нормируется концентрация в местах забора воздуха, подаваемого в цеха, то можно рекомендовать суммировать отношения концентрации веществ к их ПДК, сочетания которых указаны в СН 245—71 для рабочей зоны производственных помещений.

Для большинства вредных веществ разовые предельно допустимые концентрации в населенных пунктах в 100 и более раз меньше, чем на заводской площадке.

Для того чтобы обеспечить в населенных пунктах столь малые концентрации вредных веществ, устраиваются защитные зоны, отделяющие жилые районы от промышленных.

На химических заводах опасные условия (превышение концентраций вредных веществ соответственно $ПДК_п$ и $ПДК_н$) могут возникнуть на заводской площадке и в населенном пункте. Необходимо производить расчет концентраций для обоих зон и добиваться путем снижения валового выброса, повышения высоты труб и других мероприятий снижения концентрации на заводской площадке ниже $ПДК_п$ и в населенном пункте ниже $ПДК_н$.

Расчеты устройств, обеспечивающих чистоту воздушной среды, производятся на доминирующее вредное вещество, для которого наибольший, предложенный И. Ф. Ливчаком [7], коэффициент опасности (в м³/с):

$$КО = \frac{G}{q_{ПДК}} \qquad (1.3)$$

где G — выброс вредного вещества в воздушную среду, мг/с; $q_{ПДК}$ — предельно допустимые концентрации, мг/м³; при расчете возможного загрязнения в рабочей зоне цехов и на заводской площадке $\left(q_{ПДК_{р.з}}\right)$, и при расчете чистоты воздуха на селитебной территории $\left(q_{ПДК_н}\right)$.

В заключении этой главы приведем сведения о вредных веществах, характерных для некоторых химических производств.

При производстве суперфосфата в воздухе помещений могут быть аэрозоль серной кислоты (1 мг/м³)*, фтористый водород (0,5 мг/м³), окись углерода (20 мг/м³), сернистый ангидрид (10 мг/м³), апатитовый концентрат (5 мг/м³), фосфорная мука (8 мг/м³), пыль суперфосфата (2 мг/м³) и др.

В производстве азотной кислоты выделяются аммиак (20 мг/м³), окись азота (5 мг/м³), азотная кислота (ПДК для паров азотной кислоты в СССР не установлена; Н. В. Лазарев рекомендует принимать на 25% ниже, чем для окислов азота: $0{,}75 \cdot 5 \approx 4$ мг/м³).

При производстве аммиака и сырца метанола выделяются: окись углерода (20 мг/м³), сероуглерод (1 мг/м³), серокись углерода

* Здесь и в дальнейшем для характеристики токсичности вредных веществ в скобках указывается предельно допустимая концентрация.

(ПДК может быть принята по сероуглероду), бензол (5 мг/м³), метанол (50 мг/м³), сероводород (1 мг/м³), аммиак (20 мг/м³), метан (ПДК может быть принята, как для углеводородов: 300 мг/м³ в пересчете на С), этилен (50 мг/м³), пропилен (50 мг/м³),* пропилена окись (1 мг/м³), цианистый водород (0,3 мг/м³), ацетилен (500 мг/м³).

При производстве синтетического спирта и синтетического каучука применяют в большом количестве легковоспламеняющиеся жидкости: этиловый спирт (1000 мг/м³), этиловый эфир (300 мг/м³) и взрывоопасные газы в сжиженном и газообразном состоянии: бутан (300 мг/м³),** бутилен (100 мг/м³), пропан (300 мг/м³), дивинил (100 мг/м³), хлористый метил (5 мг/м³), этилен (50 мг/м³), метан (образует взрывоопасные смеси при содержании его в воздухе более 0,75%), водород — физиологически инертный газ. Отравляющее действие могут оказывать лишь примеси к водороду, например мышьяковистый водород, ПДК для которого равна 0,1 мг/м³.

Производство пластмасс связано с выделением паров, газов, пыли и тепла. Вредными газами и парами в данном случае являются: ацетон (200 мг/м³), бензол (5 мг/м³), капролактам — аэрозоль (10 мг/м³), нитрил акриловой кислоты (0,5 мг/м³), стирол (5 мг/м³), дитолилметан (1 мг/м³), уксусная кислота (5 мг/м³), фенол (0,3 мг/м³), хлористый винил (0,1 мг/м³), хлор (1 мг/м³), пыль пресс-порошков фенопластов и аминопластов (6 мг/м³), пыль стеклянного и минерального волокна (4 мг/м³).

В производстве фенолоформальдегидных смол выделяются: аммиак (20 мг/м³), анилин (0,1 мг/м³), этиловый спирт (1000 мг/м³), хлористый водород (5 мг/м³), фурфурол (10 мг/м³), крезол (0,5 мг/м³), ксилол (50 мг/м³), пыль пресс-порошков и аминопластов.

Производство ацетатного шелка связано с выделением в воздух цехов ацетона (200 мг/м³) и этилового спирта (1000 мг/м³).

На заводе по производству резино-технических изделий и шин основными вредностями являются избыточное тепло, пыль талька (4 мг/м³) и ингредиентов (10 мг/м³), непредельные углеводороды (2 мг/м³), формальдегид (0,5 мг/м³), аммиак (20 мг/м³), аэрозоль серной кислоты (1 мг/м³), пары растворителей: бензола (5 мг/м³) и этилацетата (200 мг/м³).

Литература

1. Гигиена труда в химической промышленности. М., Медицина, 1967. 409 с.
2. *Эльтерман В. М.*— В кн.: Научные работы институтов охраны труда ВЦСПС, № 3, М., Профиздат, 1963, с. 76—83.
3. *Архипов А. С.*— Журн. ВХО им. Д. И. Менделеева, 1964, т. 9, № 3, с. 325—331.

* Рекомендуемая предельно допустимая концентрация.
** Как для углеводородов в пересчете на С.

4. Санитарные нормы проектирования промышленных предприятий (СН 245—71). М., Стройиздат, 1972. 96 с.
5. Строительные нормы и правила СНиП II-33—75 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Нормы проектирования», М., Стройиздат, 1976. 109 с.
6. *Быховский А. В., Володина К. В., Эльтерман В. М.*— В кн.: Научные работы институтов охраны труда ВЦСПС, № 78, М., Профиздат, 1972, с. 46—51.
7. *Лившак И. Ф.*— Водоснабжение и санитарная техника, 1967, № 9, с. 1—9.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЦЕССА РАСПРОСТРАНЕНИЯ ВРЕДНЫХ ПРИМЕСЕЙ В ВОЗДУХЕ ВЕНТИЛИРУЕМЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

Вентиляция представляет собой сложный комплекс взаимозависимых процессов, в результате которых в рабочей зоне производственных помещений создается благоприятная воздушная среда. Наиболее полным математическим описанием этих процессов может быть система взаимосвязанных уравнений.

Необходимость такого подхода к решению вентиляционных задач отмечается в трудах В. В. Батурина [1] и Е. В. Кудрявцева [2], к расчетам теплового режима зданий — в трудах В. Н. Богословского [3]. В этих работах рассматриваются основные дифференциальные уравнения процессов вентиляции: движения и неразрывности среды, теплопроводности, переноса вещества, а также тепло- и массообмена на границах двух сред.

Дифференциальные уравнения могут быть при известных начальных и граничных условиях решены для ламинарных потоков сред, коэффициенты вязкости, теплопроводности и диффузии которых являются физическими константами и входят наряду с начальными и граничными условиями в условия однозначности.

В случае турбулентных потоков в дифферейциальные уравнения входят коэффициенты турбулентной вязкости, турбулентной диффузии и теплопроводности, которые не являются известными величинами, входящими в условия однозначности. Вследствие этого имеющаяся система уравнений становится не замкнутой и для решения ее необходимы дополнительные зависимости.

Автором, исходя из теории изотропной однородной турбулентности, найдена численная зависимость коэффициентов турбулентного обмена от величин, входящих в условия однозначности.

Таким образом, для многих вентиляционных процессов представилась возможность создать замкнутую систему дифференциальных уравнений. Например, впервые удалось рассчитать концентрации вредных веществ на рабочих местах у открытых проемов вентиляционных укрытий и найти оптимальные решения вентиляционных устройств.

Круг задач вентиляционной техники не ограничивается рассмотрением организации воздухообмена в самом помещении, определением полей концентраций, температур и скоростей в нем. При проектировании вентиляционных систем необходимо:

определить количество вредных веществ, выделяющихся из оборудования в помещение;

найти экономически оптимальную степень герметизации оборудования;

рассчитать местные отсосы и найти оптимальную их конструкцию;

определить количество вредных веществ, выделяющихся из вентиляционных укрытий в помещение;

рассчитать общеобменную вентиляцию;

определить характер циркуляции воздуха в вентилируемых помещениях и коэффициенты неравномерности полей температур и концентраций по высоте помещения и рабочей зоны;

определить коэффициент турбулентного обмена в воздухе рабочей зоны помещения;

определить воздушный режим здания, естественный воздухообмен в зимнее и летнее время и условия перетекания воздуха из одних производственных помещений в соседние;

выбрать оптимальную схему организации воздухообмена;

установить валовые выбросы вредных веществ в атмосферу от вентиляционных укрытий и общеобменной вентиляции (считая, что валовые выбросы от технологического оборудования заданы и не зависят от проектируемой системы вентиляции);

определить количества вредных веществ, выделяющихся в воздух от технологического оборудования, расположенного на открытых площадках;

рассчитать концентрации вредных веществ в приземном слое атмосферы на заводских площадках, в том числе в местах забора приточного воздуха;

определить необходимую степень очистки выбрасываемого наружу загрязненного воздуха;

установить лимит на валовые выбросы вредных веществ в атмосферу, прогнозируя (на основе расчета или эксперимента) состояние воздушной среды в окружающих завод жилых поселках.

Указанные расчеты во многих случаях необходимо проводить не только для стационарных условий, но и для условий, при которых параметры системы изменяются во времени.

Записав поставленные задачи математически, видим, что в получившейся системе уравнений одни и те же искомые величины входят в ряд уравнений и в большинстве из них число неизвестных величин больше двух. Общее число неизвестных соответствует числу уравнений, так что система замкнута.

Решение системы уравнений несколько усложняет расчет вентиляций, но при этом из расчетов исключаются эмпирические величины, повышается достоверность получаемых результатов и представляется возможным сопоставить различные варианты и выбрать оптимальное решение. Это способствует повышению уровня проектирования вентиляции.

Разработана примерная схема решения уравнений [4]. Следуя этой схеме, все входящие в систему неизвестные величины выражаются через величину воздухообмена общеобменной вентиляции

($L_{об}$). В итоге получается уравнение, содержащее одно неизвестное $L_{об}$. Применение ЭВМ делает возможным решение таких систем.

Некоторые функции, входящие в систему, могут быть табулированы или заложены в память машины. Это позволит при повторных расчетах аналогичных систем вентиляции сократить объем вычислительных работ.

ПРИТОЧНЫЕ СТРУИ

Приточные и конвективные струи определяют циркуляционные потоки, создающиеся в вентилируемом помещении, и интенсивность турбулизации воздушной среды.

Теория свободных турбулентных струй освещена достаточно подробно в литературе. Поэтому здесь приводится только краткое изложение установленных зависимостей для этих струй.

Наиболее полное исследование турбулентных струй принадлежит Г. Н. Абрамовичу [5].

Большое значение для развития науки о струях имели работы в области теории турбулентности Л. Г. Лойцянского, Л. А. Вулиса, Г. Рейхардта, Г. Шлихтинга [6—9]. Применительно к задачам, близким к решаемым в вентиляционной технике, были проведены теоретические и экспериментальные работы В. В. Батуриным, С. Е. Бутаковым, Д. Н. Ляховским, С. Н. Сыркиным, Е. И. Поляковым, В. Н. Талиевым, И. А. Шепелевым и др. [1, 10—21].

А. С. Гиневским [15] опубликована работа, в которой приведены теоретические и экспериментальные данные, базирующиеся на использовании интегральных методов расчета, нашедших применение в решении задач теории турбулентного пограничного слоя.

Все эти работы способствовали уточнению картины течения турбулентных струй и разработке научно обоснованного способа их расчета применительно к задачам вентиляционной техники.

Струя, вытекающая в покоящуюся среду той же плотности, называется затопленной. Струя, выйдя из сопла, соприкасается с неподвижной жидкостью (газом), образуя пограничный слой. Внешней границей этого слоя будет плоскость, где составляющие скорости вдоль оси x равны нулю ($v = 0$). По мере движения струи толщина пограничного слоя (в направлении внутрь струи) увеличивается. Внутренней границей пограничного слоя является плоскость, на которой скорость потока равна скорости истечения ($v = v_0$). Та часть струи, в которой скорость остается равной скорости истечения, называется ядром постоянных скоростей. За начальным участком струи располагается переходный, за которым идет основной участок струи. В основном участке струи во всех сечениях наблюдается один и тот же угол турбулентного расширения струи независимо от характера насадка, из которого происходит истечение. Турбулентность, образующаяся при истечении, влияет в основном на движение струи в начальном и переходном участках. На основном участке струи наблюдается один и тот же

характер турбулентности, определяющийся взаимодействием движущегося вещества струи и безграничной неподвижной среды, окружающей струю. Это положение, выдвинутое Е. И. Поляковым [11], было им подтверждено экспериментально. Поэтому на основном участке струи относительные значения параметров струй, вытекающих из разных насадков, одинаковы.

Абсолютные значения кинематических и энергетических характеристик струи зависят только от количества движения струи при выходе ее из насадка. Для изотермических затопленных струй характерно постоянство количества движения по длине вследствие отсутствия действующих на струю сил.

Некоторое исключение представляет начальный участок струй, вытекающих через перфорированные пластинки, решетки и другие насадки, разбивающие общую струю на отдельные струйки.

Отдельные струйки, вытекающие через такие насадки, расширяются, как и всякая турбулентная струя, подсасывая к себе воздух из окружающего пространства. Но эти отдельные струйки нельзя рассматривать как свободные. Подтекание воздуха к ним затруднено. К струйкам, расположенным в центре (в отдалении от наружного периметра), воздух проникает через лабиринт отдельных струек. Вследствие этого в центре струи наблюдается некоторое разрежение, равное потере давления (сопротивлению) при подтекании воздуха к центральным струйкам. При расширении струек и падении скорости в них создается диффузорный эффект и давление повышается. На некотором удалении от насадок, там где профиль скоростей в струе приближается к универсальному (в начале основного участка), давление в струе повышается до давления в окружающей среде и далее на всей длине основного участка струи остается таким же.

Условия постоянства количества движения в струе и равенства его начальному количеству движения записываются для осесимметричных струй следующим образом:

$$J_0 = 2\pi\rho \int_0^{y_{гр}} v^2 y dy \qquad (II.1)$$

где ρ — плотность среды в струе; v — скорость в данной точке поперечного сечения струи (вернее, проекция этой скорости на ось струи); $y_{гр}$ — координата границы струи (если считать струю безграничной, то $y_{гр} = \to\infty$).

Г. Н. Абрамович [5] отмечает, что нет коренного различия между представлением о пограничном слое как о слое определенной толщины и теориями, в которых этот слой принимается бесконечной толщины с асимптотическими профилями скоростей, температур и других величин. При этом границей пограничного слоя следует считать поверхность, на которой скорость или избыточная температура составляют некоторую наперед заданную малую величину, например 1% от их значений на оси струи.

Начальное количество движения может быть определено по формуле

$$J_0 = F_0 \rho v_0^2 \beta_0 \qquad (II.2)$$

где F_0 — площадь выходного отверстия в насадке; v_0 — средняя по площади скорость в выходном сечении; β_0 — поправочный коэффициент на количество движения для сечения выхода струи из насадка.

В формулы (II.1) и (II.2) входит плотность среды струи ρ, которая при приравнивании данных зависимостей сокращается. В соответствии с этим Л. Г. Лойцянским [6] был предложен кинематический импульс, равный количеству движения, поделенному на плотность ($E = I/\rho$)

$$E_0 = \frac{\pi d^2}{4} v_0^2 \rho_0 \tag{II.3}$$

Тогда из уравнений (II.1) и (II.2) получим

$$E_0 = 2\pi \int_0^{y_{гр}} v^2 y dy \tag{II.4}$$

Для нахождения зависимости осевой скорости v_x в струе от расстояния x помножим и поделим правую часть уравнения (II.4) на $v_x^2 x^2$ и найдем значение v_x:

$$v_x = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sqrt{\int_0^{\frac{y_{гр}}{x}} \left(\frac{v}{v_x}\right)^2 \frac{y}{x} d\left(\frac{y}{x}\right)}} \cdot \frac{\sqrt{E_0}}{x} \tag{II.5}$$

Если обозначить

$$\frac{1}{\sqrt{2\pi}\sqrt{\int_0^{\frac{y_{гр}}{x}} \left(\frac{v}{v_x}\right)^2 \frac{y}{x} d\frac{y}{x}}} = c_1 \tag{II.6}$$

то формула (II.5) примет вид

$$v_x = \frac{c_1 \sqrt{E_0}}{x} \tag{II.7}$$

Аналогично может быть найдена зависимость изменения осевой скорости v_x по оси плоской струи.

Для определения коэффициента c_1 необходимо знать функцию, характеризующую профиль скоростей $v/v_x = f(y/x)$. Эту функцию можно найти экспериментально или на основе полуэмпирических теорий, которые исходят из гипотезы о характере турбулентного перемешивания. Однако и в этом случае необходимы эксперименты.

Поскольку все теории в конечном счете исходят из опытных данных, то и формулы, рекомендуемые разными авторами, близки одна к другой.

Не останавливаясь на описании большого опытного материала и способов его обработки, которые широко опубликованы, приведем расчетные формулы.

На основе теории турбулентных струй Г. Н. Абрамовича [5] В. Н. Талиев [12] для расчета осевых скоростей рекомендует формулы:

для осесимметричных струй

$$\frac{v_x}{v_0} = \frac{6{,}2\sqrt{\beta_0}}{\bar{x} - \bar{x}_0} \tag{II.8}$$

для плоских струй

$$\frac{v_x}{v_0} = \frac{2{,}68\sqrt{\beta_0}}{\sqrt{\bar{x} - \bar{x}_0}} \tag{II.9}$$

где v_0 — средняя по площади скорость в выходном отверстии, м/с; $\bar{x}$ — относительное расстояние от среза сопла до рассматриваемой точки ($\bar{x} = x/d$ для круглых струй и $\bar{x} = x/b$ для плоских струй; b — ширина щели); $\bar{x}_0$ — относительное расстояние от среза сопла до полюса струи ($\bar{x} = x_0/d$; $\bar{x} = x_0/b$).

Е. И. Поляков [11] на основе экспериментов предложил формулу для определения осевых скоростей в основном участке осесимметричной струи

$$v_x = 7{,}38\frac{\sqrt{E_0}}{x} \tag{II.10}$$

где x — расстояние от среза сопла до рассматриваемой точки струи, м.

И. А. Шепелев [13, 14], проводя теоретические исследования, ввел понятие кинематической характеристики струи

$$M = \frac{0{,}565}{c}\theta\beta_0 v_0^2\sqrt{F_0} \tag{II.11}$$

и получил формулу для скорости на оси осесимметричной струи

$$v_x = \frac{M}{x} \tag{II.12}$$

для скорости в любой точке струи

$$v = \frac{M}{x}e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{y}{cx}\right)^2} \tag{II.13}$$

В формулах (II.11) — (II.13) c — экспериментальная константа, вероятное значение которой 0,082; θ — поправка на неизотермичность струи; $\theta = \sqrt{T_\infty/T_0}$; F_0 — площадь отверстия, м².

Формулы (II.8) — (II.13) близки между собой, так как отражают общую закономерность, но в них есть некоторое различие.

В формулах (II.8) и (II.9) расстояние дано в относительных величинах, а в формулах (II.10) — (II.13) — в абсолютных значениях. Это различие несущественно, так как всегда легко перейти от одних координат к другим. При этом получаются формулы одного вида и с близкими цифровыми коэффициентами.

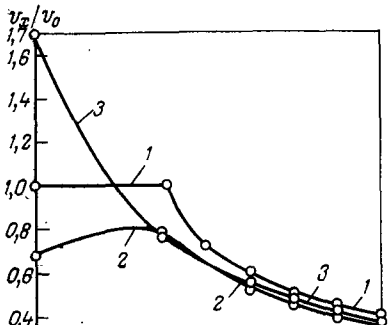


Рис. II-1. Относительные скорости вдоль оси осесимметричных струй с разными полями скоростей на выходе из насадка:

1 — равномерное поле, количество движения J_1; *2* — вогнутое поле $J_2 = 1{,}083\ J_1$; *3* — выпуклое поле $J_3 = 1{,}2\ J_1$.

Кроме того, в формулах (II.8) и (II.9) расстояние берется от полюса струи, а в формулах (II.10) — (II.13) — от среза сопла, т. е. считается, что во всех случаях полюсное расстояние $x_0 = 0$.

Все авторы теорий турбулентных струй приходят к выводу, что при равномерном поле скоростей на выходе полюс струи лежит в середине выходного сечения сопла, и в этом случае полюсное расстояние $x_0 = 0$.

Исходя из опытных данных о скоростях на оси струи v_x, можно по формуле (II.8) найти полюсное расстояние для осесимметричных струй. По данным Е. И. Полякова [11], можно считать полюсное расстояние равным нулю для многих струй, встречающихся в вентиляционной технике, у которых поправочный коэффициент на количество движения не превышает значения $\beta_0 = 1{,}04$. Однако указанные опытные данные не позволяют распространять этот вывод на случай, когда профиль скоростей на выходе из воздухораспределителя очень неравномерен ($\beta_0 > 1{,}04$).

Если предположить, что и при очень неравномерном профиле скоростей (когда значение β_0 велико) полюс струи расположен также на срезе сопла, то получим [см. формулы (II.5) и (II.7)], что чем более неравномерно поле скоростей, тем дальнобойнее струя при той же средней скорости на выходе. Это не соответствует опытам.

В. Н. Талиев и А. М. Терпинян [18] экспериментально определяли осевую скорость в струе для трех случаев: для равномерного поля скоростей ($K_0 = 0{,}966$; $\beta_0 = 1{,}002$), очень неравномерного с вогнутым полем скоростей ($K_0 = 1{,}475$; $\beta_0 = 1{,}085$) и очень неравномерного с выпуклым полем скоростей ($K_0 = 0{,}588$; $\beta_0 = 1{,}2$).

Установлено (рис. II-1), что наибольшую дальнобойность при одинаковом расходе воздуха имеет струя с равномерным полем скоростей на выходе. Несмотря на то, что начальный импульс у струи с выпуклым профилем на 20% больше, чем у струи с равномерным профилем, скорость в первой струе загасает быстрее, чем во второй (кривые *3* и *1* на рис. II-1).

В. Н. Талиев и А. М. Терпинян определили также, что при очень неравномерном поле скоростей на выходе полюс струи находится не на срезе сопла, как при равномерном поле скоростей, а внутри него на расстоянии $\bar{x_0} = -1{,}95$ для вогнутого поля скоростей при $\beta_0 = 1{,}085$ и $\bar{x_0} = -2{,}54$ для выпуклого при $\beta_0 = 1{,}2$.

Исходя из изложенного можно в порядке первого приближения считать, что при значении коэффициента $\beta_0 < 1{,}04$ полюсное расстояние $\bar{x} = 0$; при $1{,}04 < \beta_0 < 1{,}1$ оно изменяется от нуля до -2, а при $1{,}1 < \beta_0 < 1{,}2$ — от -2 до $-2{,}6$. При бо́льших значениях β_0 полюс струи расположен внутри сопла, видимо, еще глубже.

Для определения β_0 необходимо знать распределение скоростей на выходе из воздухораспределителя, что во многих случаях неизвестно. В. В. Батурин, И. А. Шепелев и М. И. Гримитлин предложили для определения коэффициента β_0 использовать имеющиеся данные о коэффициенте местного сопротивления на выходе из воздухораспределителя. В этом случае коэффициент местного сопротивления ζ равен поправочному коэффициенту на скоростное давление α. Как известно, поправочный коэффициент на количество движения $\beta_0 = \dfrac{\alpha + 2}{3}$.

Следовательно, $\beta_0 = \dfrac{\zeta + 2}{3}$.

Применяется также приближенная зависимость $\beta_0 = \sqrt{\zeta}$.

Так как в большинстве расчетных формул коэффициент β_0 входит «под корень», то даже ориентировочного его определения достаточно для практических расчетов. Для определения β_0 можно использовать метод реакции, предложенный С. Е. Бутаковым [19].

В табл. II.1 приведены рекомендуемые в настоящее время формулы для расчета изотермических струй и струй, плотность которых вследствие нагрева или подмешивания примесей мало отличается от плотности окружающей среды. При расчете неизотермических струй, у которых $\rho_0 \neq \rho_{окр}$, И. А. Шепелев рекомендует вводить в формулы поправку $\sqrt{\rho_0/\rho_{окр}}$ (ρ_0 — плотность струи при выходе из насадка, $\rho_{окр}$ — плотность среды, окружающей струю). На эту поправку следует умножать величины скоростей, расходов, избыточных температур и концентраций. Значение кинетической энергии необходимо умножать на величину $\sqrt{(\rho_0/\rho_{окр})^3}$. Анализируя формулы табл. II.1, можно сделать вывод: с увеличением неравномерности поля скоростей на выходе из воздухораспределителя относительная скорость и расходы в струе увеличиваются, а избыточные температуры и концентрации уменьшаются. Между относительными средними избыточными температурами и концентрациями и относительной средней по расходу скоростью существует соотношение

$$\overline{\Delta t}_{ср} = \overline{\Delta q}_{ср} \frac{\bar{v}_{ср}}{\beta_0}$$

Равенство между $\overline{\Delta t}_{ср}$, $\overline{\Delta q}_{ср}$ и $\bar{v}_{ср}$ возможно только при $\beta_0 = 1$.

Несколько замечаний о расстоянии от среза сопла до основного участка струи.

ТАБЛИЦА 11.1 Формулы для расчета приточных струй

Относительные величины	Обозначение	Осесимметричная струя	Плоская струя
Осевая скорость	$\bar{v}_x = \frac{v_x}{v_0}$	$\frac{6,2}{\bar{x} - \bar{x}_0}\sqrt{\beta_0}$	$\frac{2,68}{\sqrt{\bar{x} - \bar{x}_0}}\sqrt{\beta_0}$
Средняя скорость по расходу	$\bar{v}_{ср} = \frac{v_{ср}}{v_0}$	$\frac{3,22}{\bar{x} - \bar{x}_0}\sqrt{\beta_0}$	$\frac{1,88}{\sqrt{\bar{x} - \bar{x}_0}}\sqrt{\beta_0}$
Отношение средней скорости по расходу к осевой	$\frac{v_{ср}}{v_x}$	0,52	0,705
Расход в струе	$\bar{L}_x = \frac{L_x}{L_0}$	$0,31(\bar{x} - \bar{x}_0)\sqrt{\beta_0}$	$0,53\sqrt{\bar{x} - \bar{x}^0}\sqrt{\beta_0}$
Кинетическая энергия	$\bar{Э} = \frac{Э_x}{Э_0}$	$\frac{3,21\beta_0\sqrt{\beta_0}}{(3\beta_0 - 2)(\bar{x} - \bar{x}_0)}$	$\frac{2,07\beta_0\sqrt{\beta_0}}{(3\beta_0 - 2)\sqrt{\bar{x} - \bar{x}_0}}$
Избыточная температура на оси струи	$\frac{\Delta t_x}{\Delta t_0}$	$\frac{4,62}{\sqrt{\beta_0}(\bar{x} - \bar{x})}$	$\frac{2,31}{\sqrt{\beta_0}\sqrt{\bar{x} - \bar{x}_0}}$
Средняя по расходу избыточная температура	$\frac{\Delta t_{ср}}{\Delta t_0}$	$\frac{3,22}{\sqrt{\beta_0}(\bar{x} - \bar{x}_0)}$	$\frac{1,88}{\sqrt{\beta_0}\sqrt{\bar{x} - \bar{x}_0}}$
Избыточная концентрация на оси струи	$\frac{q_x - q_{окр}}{q_0 - q_{окр}}$	$\frac{4,62}{\sqrt{\beta_0}(\bar{x} - \bar{x}_0)}$	$\frac{2,31}{\sqrt{\beta_0}\sqrt{(\bar{x} - \bar{x}_0)}}$
Средняя избыточная концентрация по расходу	$\frac{\Delta q_{ср}}{\Delta q_0}$	$\frac{3,22}{\sqrt{\beta_0}(\bar{x} - \bar{x}_0)}$	$\frac{1,88}{\sqrt{\beta_0}\sqrt{(\bar{x} - \bar{x}_0)}}$

При равномерном поле скоростей ($\beta_0 = 1$) длина начального участка $\bar{x}_н = 6{,}2$, длина переходного участка незначительна, и ею пренебрегают.

При неравномерном поле скоростей на выходе из сопла длина начального участка, на которой сохраняется ядро струи, уменьшается. Однако можно высказать предположение, что будет увеличиваться длина переходного участка, где случайное поле скоростей трансформируется в поле, характерное для основного участка струи. Поэтому расстояние от среза сопла до начала основного участка струи будет возрастать с увеличением неравномерности поля скоростей на выходе. Приближенно можно считать, что при $\beta_0 = 1{,}1$ основной участок струи отстоит от среза сопла на 9—10 калибров, а при $\beta_0 = 1{,}2$ — на 12—14 калибров.

Во многих случаях в вентилируемом пространстве развиваются две и более струи.

И. А. Шепелев [14] предложил в произвольной точке пространства i определять скорость воздушного потока, образованного взаимодействием двух параллельных, направленных в одну сторону струй, по формуле

$$v_i^2 = v_1^2 + v_2^2 \qquad (II.14)$$

где v_1 и v_2 — соответственно скорость потока в точке i, образованного первой и второй струей, при независимом развитии каждой из струй.

В результате вывода им была получена формула для определения скорости движения воздуха в произвольной точке пространства, в котором параллельно распространяются две одинаковые струи

$$v_i = \frac{mv_0\sqrt{F_0}}{x} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{z}{cx}\right)^2}\left[e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{y-a}{cx}\right)^2} + e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{y+a}{cx}\right)^2}\right]^{1/2} \qquad (II.15)$$

где x, y, z — координаты (течение обеих струй направлено параллельно оси X); F_0 — площадь отверстия каждого насадка, м²; m — аэродинамическая характеристика приточной струи (при равномерном поле скоростей на выходе из насадка и в случае вытекания струи в среду с той же плотностью $(m = 1/\sqrt{\pi}c)$; v_0 — скорость истечения из насадка, м/с; c — экспериментальная постоянная; a — полурасстояние между осями струй (обе струи расположены в плоскости X, Y).

И. А. Шепелев [14] отметил, что формула (II.15) ориентировочно определяет скорость в заданной точке i. Это следует из того, что при выводе принято допущение: считаются скорости струй в данной точке при независимом развитии каждой из струй. Формулы (II.14 и II.15) непосредственно не вытекают из какого-либо физического закона.

Поэтому в первую очередь проверим, не противоречит ли сделанное допущение положению о постоянстве количества движения секундной массы слившейся струи по ее длине.

Во всех плоскостях, перпендикулярных оси X, количество движения секундной массы воздуха должно равняться количеству

движения начальной массы воздуха, истекающего из обоих насадков, т. е.

$$J_x = 2J_0 = 2F_0\rho v_0^2 \tag{II.16}$$

Количество движения секундной массы струи на расстоянии x от начала струи, исходя из формулы (II.15), равняется

$$J_x = \rho \int_F v^2 dF = \rho \int_F \frac{m^2 v_0^2 F_0}{x^2} \left[e^{-\left(\frac{y-a}{cx}\right)^2} + e^{-\left(\frac{y+a}{cx}\right)^2} \right] e^{-\left(\frac{z}{cx}\right)^2} dydz$$

Нетрудно показать, что интегралы от слагаемых в скобках равны друг другу, и, подставив $\bar{y} = (y-a)/cx$, получим

$$J_x = \frac{\rho m^2 v_0^2 F_0}{x^2} 2cx \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-\bar{y}^2} dy \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-\left(\frac{z}{cx}\right)^2} dz$$

Исходя из того, что интеграл $\int_0^\infty e^{-t^2/2} dt = \sqrt{\frac{\pi}{2}}$, сделав несложные подстановки, найдем значения интегралов, входящих в уравнения, и получим

$$J_x = \frac{\rho m^2 v_0^2 F_0}{x^2} 2cx \sqrt{\pi}\, cx \sqrt{\pi}$$

произведя сокращения и подставляя значение $m = 1/c\sqrt{\pi}$, найдем

$$J_x = 2\rho v_0^2 F_0$$

Таким образом, доказано, что при принятом допущении условие постоянства количества движения по длине струи соблюдается. Это позволяет более уверенно пользоваться выведенными формулами. Но следует отметить, что соблюдение $J_x = \text{const}$ является необходимым, но недостаточным условием для окончательного обоснования сделанного допущения.

Вопросам воздухораспределения уделяется большое внимание; в этом направлении проводятся многие работы, которые в значительной мере были отражены в докладах [22].

В последнее время благодаря работам института «Проектпромвентиляция» [23] в вентиляционной технике получили распространение центробежные воздухораспределители, подающие в помещение закрученные струи воздуха.

Закрученные струи уже давно широко применяются в топочной технике для обеспечения наиболее полного сжигания горючего газа. На особенности закрученных струй еще в 1935 г. обратили внимание Д. Н. Ляховский и С. Н. Сыркин [10]. По сравнению с прямоточными струями закрученные имеют больший угол раскрытия и, соответственно этому, меньшую дальнобойность.

В закрученных струях наблюдается разрежение, тогда как в прямоточных давление близко к давлению в окружающей среде.

Была установлена [24] повышенная эжекционная способность закрученных струй. Опыты над закрученными струями показали, что при определенной начальной степени закручивания струи возникает провал аксиальной скорости около оси струи и при дальнейшем усилении крутки в приосевой области возникает обратный поток.

По этому принципу было предложено [25] разделять струи на два класса:

а) слабо закрученные струи, в любом сечении которых аксиальная скорость на оси положительна;

б) сильно закрученные струи, имеющие обратный поток в осевой области.

Закрученные струи образуются при тангенциальном подводе воздуха (рис. II-2, *а*, *б*) или с помощью лопаточных закручивателей (рис. II-2, *в*).

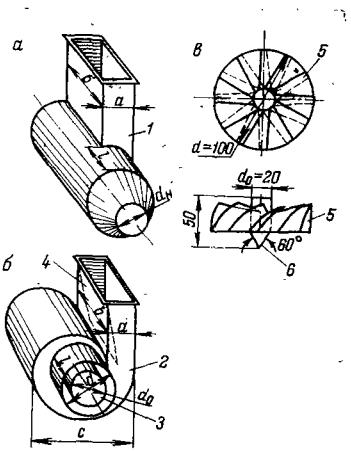


Рис. II-2. Закручиватели:
а — с простым тангенциальным подводом воздуха (*1*); *б* — с улиткообразным подводом (*2*), с коаксиальной вставкой (*3*) и языковым клапаном (*4*); *в* — винтолопаточный (*5*) с осевым стержнем (*6*).

Теория закрученных струй, разработанная Л. Г. Лойтянским [26], исходит из предпосылки постоянства количества движения и вращательного момента вдоль оси струи.

При расчете неизотермических закрученных струй дополнительно принимается постоянство количества тепла, которое остается равным избыточному теплу на выходе из воздухораспределителя.

В результате теоретических и экспериментальных исследований, проведенных Д. Н. Ляховским [25], Л. С. Клячко и В. Ф. Пустошной [27], Л. С. Васильевой [28] и К. Ш. Рахимовым [28], для основного участка закрученных струй получены формулы, позволяющие определить основные параметры струи в зависимости от количества движения, момента количества движения и количества избыточного тепла в начальном сечении струи.

Интересно отметить, что структура формул, полученных как Д. Н. Ляховским [25], так и Л. С. Васильевой и К. Ш. Рахимовым [28], идентична структуре формул для прямоточных струй (см. формулы II.8 и II.10).

Установлено, что максимальные аксиальная скорость и избыточная температура в сечении струи обратно пропорциональны расстоянию x от среза сопла до рассматриваемого сечения *

* Радиальная скорость v_r также примерно обратно пропорциональна расстоянию x. При больших скоростях истечения и умеренной крутке радиальными скоростями в струе можно пренебречь по сравнению с аксиальными и тангенциальными скоростями.

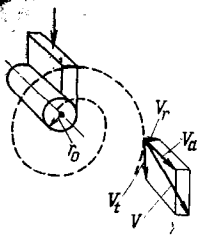


Рис. II-3. Составляющие скоростей в закрученной струе.

$$v_{a_m} = \frac{C_{v_a}\sqrt{E_0}}{x} \tag{II.17}$$

$$\Delta t_m = \frac{C_{\Delta t} Q_0}{c_p \rho \sqrt{E_0}\, x} \tag{II.18}$$

Максимальная тангенциальная скорость обратно пропорциональна квадрату расстояния от среза сопла до рассматриваемого сечения:

$$v_{t_m} = \frac{C_{v_t}\sqrt{\frac{M}{\rho}}\,\Omega r_0}{x^2} \tag{II.19}$$

Разрежение в струе обратно пропорционально четвертой степени расстояния от среза сопла до рассматриваемого сечения:

$$P_m = \frac{C_P M_0 \Omega r_0}{x^4} \tag{II.20}$$

Здесь, дополнительно к ранее обозначенным, введены следующие обозначения:

$E_0 = J_0/\rho$; v_{a_m} — аксиальная скорость (см. рис. II-3); v_{t_m} — тангенциальная скорость; v_r — радиальная скорость; J_0 — начальное количество движения

$$J_0 = 2\pi \int_{-\infty}^{\infty} \left(P + \rho v_a^2\right) r dr^* \tag{II.21}$$

M_0 — начальный момент количества движения

$$M_0 = 2\pi \int_{-\infty}^{\infty} v_a v_t r dr^* \tag{II.22}$$

Ω — интегральная характеристика крутки струи

$$\Omega = \frac{M_0}{J_0 r_0/2} \tag{II.23}$$

где r_0 — радиус устья насадка; Δt — разность температур в струе и окружающей среде; P — разность давления в окружающей среде и в струе; C_{v_a}, $C_{\Delta t}$, C_{v_t}, C_p — вспомогательные функции, значения которых в зависимости

---

* Из-за отсутствия в настоящее время достаточных данных о распределении скоростей в начальном сечении центробежных воздухораспределителей представляются трудности в определении J_0 и M_0. Для закрученных струй, вытекающих из насадков, испытанных Д. Н. Ляховским [25], им даны формулы для определения J_0 и M_0.

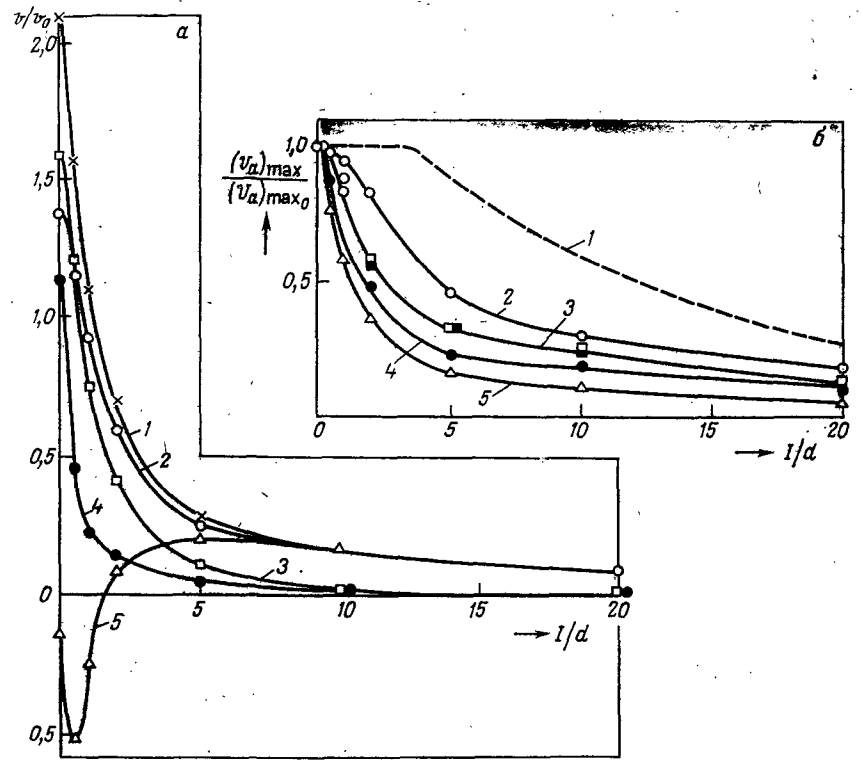


Рис. II-4. Изменение полной скорости и ее составляющих вдоль оси закрученной струи:
а. изменения максимальных относительных значений скоростей: *1* — полной v/v_0; *2* — аксиальной v_a/v_0; *3* — тангенциальной v_t/v_0; *4* — радиальной v_r/v_0; *5* — осевой v_m/v_0 (степень крутки закручивателя $\Omega = 2{,}07$); *б.* сравнение максимальных аксиальных скоростей при разной степени крутки: *1* — $\Omega = 0$ (прямоточная осесимметричная струя); *2* — $\Omega = 0{,}7$; *3* — $\Omega = 0{,}04$; *4* — $\Omega = 1{,}84$; *5* — $\Omega = 2{,}07$.

от характеристики крутки Ω для ряда конструкций воздухораспределителей приведены в работе [25].

На рис. II-4, *а* приведены изменения максимальной полной скорости v, ее составляющих v_a, v_t, v_r, а также скорости на оси струи v_m по опытам Д. Н. Ляховского [25]. На рисунке даны отношения скоростей к средней скорости в выходном сечении насадка

$$v_0 = \frac{L_0}{\pi r_0^2} \qquad \text{(II.24)}$$

где L_0 — секундный расход воздуха, м³/с.

Зависимости, приведенные на рис. II-4, получены по данным измерениям скоростей в закрученной струе, вытекающей из форсунки с улиточным тангенциальным подводом воздуха при характеристике крутки $\Omega = 2{,}07$ для разных значений l/d.

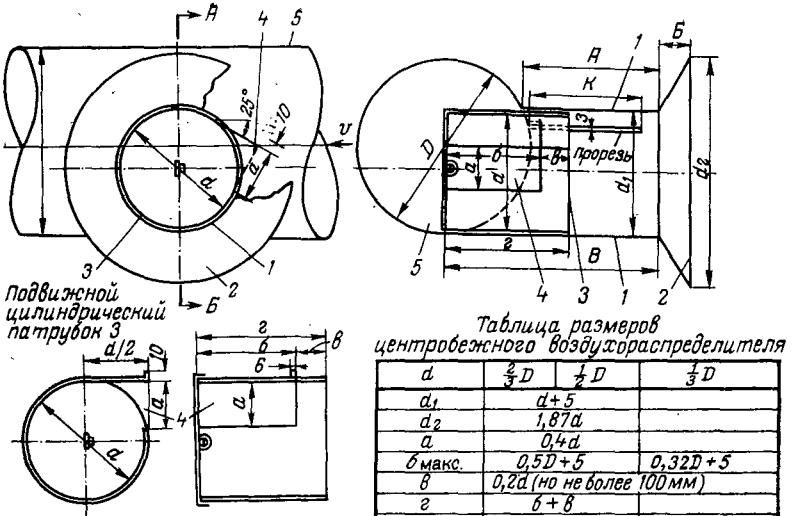


Таблица размеров центробежного воздухораспределителя

d	$\frac{2}{3}D$	$\frac{1}{2}D$	$\frac{1}{3}D$
d_1	$d+5$		
d_2	$1{,}87d$		
а	$0{,}4d$		
б макс.	$0{,}5D+5$		$0{,}32D+5$
в	$0{,}2d$ (но не более 100 мм)		
г	$б+в$		
А	$г+5$		
Б	$0{,}25d$		
В	$A+0{,}4D$	$A+0{,}5D$	$A+0{,}3BD$
К	$б-10$		

Рис. II-5. Центробежный воздухораспределитель конструкции В. М. Эльтермана:
1 — цилиндрический кожух; *2* — диффузор; *3* — подвижной цилиндрический патрубок; *4* — воздухоприемная щель; *5* — воздуховод.

Установленные зависимости подтверждают сделанные выше выводы об изменении составляющих полной скорости v.

Можно также отметить, что полная скорость v, начиная уже с 5 калибров, в данном случае близка к аксиальной скорости v_a, а начиная с 10 калибров совпадает с осевой скоростью. Осевая скорость в пределах от $x/d = 0$ до $x/d = 1{,}5$ имеет отрицательное значение (направлена навстречу общему потоку струи). Максимальное значение скорости в обратном потоке составляет около 0,5 v_0.

На рис. II-4, *б*, также по опытам Д. Н. Ляховского, дано сравнение дальнобойности закрученных струй в осевом направлении в интервале значений характеристики крутки $0 \leqslant \Omega \leqslant 2{,}07$.

Даже при слабом закручивании сильно снижается дальнобойность струи. Особенно резко падают значения скоростей непосредственно после выхода воздуха из центробежного насадка. Это имеет большое значение для вентиляционной техники, так как позволяет располагать воздухораспределители вблизи рабочих мест, не опасаясь больших скоростей воздуха в рабочей зоне.

Наряду с конструкциями, разработанными институтами ВНИИГС [27] и Проектпромвентиляция [23], могут быть применены центробежные воздухораспределители, в свое время предложенные автором [29] и установленные на ряде заводов.

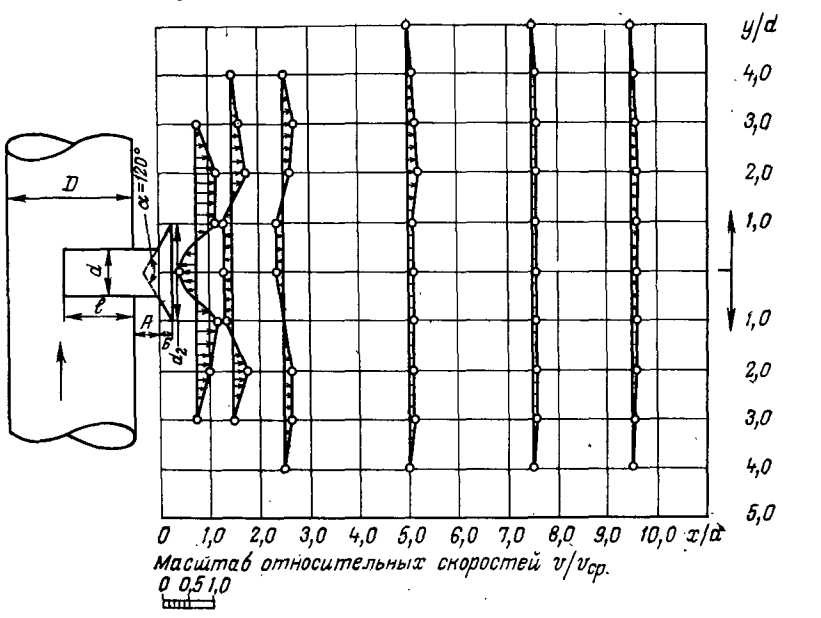


Рис. II-6. Характер затухания факела, выходящего из центробежного воздухораспределителя с размерами $d=1/3D$, $a=0,4\ d$, $l=1,5\ d$; А — $0,5\ d$; Б — $0,25\ d$.

На рис. II-5 показана схема центробежного воздухораспределителя и его установки в круглом воздуховоде *5*.

Воздухораспределитель состоит из цилиндрического кожуха *1* с диффузором *2* и подвижного цилиндрического патрубка *3*, в котором прорезана воздухоприемная щель *4*.

К стенке воздуховода, в котором вырезается отверстие, крепится кожух с диффузором. В кожух вставляется патрубок таким образом, что воздухоприемная щель в нем оказывается на лобовой стороне по отношению к потоку, в плоскости, составляющей с осью воздуховода угол 25° (см. рис. II-5). Через воздухоприемную щель воздух тангенциально поступает в патрубок и, вращаясь, выходит через кожух и диффузор в помещение. Регулирование расхода воздуха через воздухораспределитель достигается передвижением патрубка вдоль кожуха. При этом изменяется длина щели, находящейся в воздуховоде.

Такая конструкция воздухораспределителя дает возможность устанавливать его непосредственно на транзитном воздуховоде, исключая таким образом необходимость ответвлений с длинными прямыми участками для выравнивания потока, а также закрутить поток и легко регулировать расход воздуха.

Характер затухания факела, выходящего из центробежного воздухораспределителя, приведен на рис. II-6.

Сравнительная дальнобойность закрученных струй, вытекающих из центробежного воздухораспределителя с разными размерами

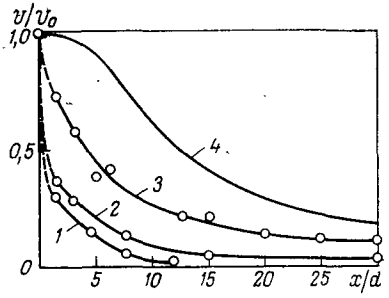


Рис. II-7. Сравнение осевой дальнобойности струй, вытекающих из центробежных воздухораспределителей:

1 — закрученная струя, вытекающая из центробежного воздухораспределителя с размерами воздухоприемной щели $a = 0{,}4\ d$, $б = 0{,}75\ d$, длиной кожуха $A = d$, с диффузором $\alpha = 120°$, $d_2 = 1{,}87\ d$; *2* — закрученная струя, вытекающая из воздухораспределителя с размерами щели $a = 0{,}4\ d$; $б = 1{,}5\ d$, длиной кожуха $A = 0{,}5\ d$, с диффузором $\alpha = 120°$, $d_2 = 1{,}87$; *3* — закрученная струя, вытекающая из центробежного воздухораспределителя таких же размеров, но без диффузора; *4* — прямоточная осесимметричная струя.

воздухоприемной щели, длиной кожуха и с наличием и отсутствием диффузора на выходе, дана на рис. II-7.

Как видно из рисунка, наличие диффузора значительно сокращает дальнобойность закрученной струи (ср. кривые *2* и *3*).

Большее затухание скорости получается при истечении из воздухораспределителей с меньшей длиной щели и с большей длиной кожуха (ср. кривые *1* и *2*). Из этого положения следует исходить при выборе размеров воздухораспределителя. Таким образом, с точки зрения лучшего перемешивания подаваемого воздуха с воздухом помещения целесообразно принимать меньшую длину воздухозаборной щели.

Однако с уменьшением длины щели возрастает сопротивление проходу воздуха через воздухораспределитель

$$\Delta H_{вых} = \zeta_{вых} \frac{\rho v^2}{2} \qquad (II.25)$$

где $\Delta H_{вых}$ — сопротивления воздухораспределителя «на выход», Па; ρ — плотность воздуха, кг/м³; $\zeta_{вых}$ — коэффициент местного сопротивления воздухораспределителя «на выход».

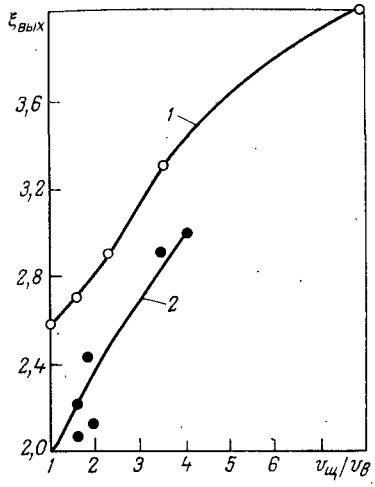
На рис. II-8 дана зависимость коэффициента $\zeta_{вых}$ от отношения $v_в/v_щ$ для двух воздухораспределителей (где $v_в$ — скорость в воздуховоде в сечении до воздухораспределителя, $v_щ$ — скорость в воздухоприемной щели центробежного воздухораспределителя).

Коэффициент местного сопротивления воздухораспределителя определяется как отношение общего напора в воздуховоде перед воздухораспределителем к скоростному напору, соответствующему скорости воздуха в воздухозаборной щели $\zeta_{вых} = \dfrac{H_{об}}{\rho v_щ^2/2}$.

Как можно заключить из графика (рис. II-8), длина кожуха не оказывает существенного влияния на сопротивление выходу воздуха.

Длину кожуха следует определять из конструктивных соображений в пределе (0,5—1,0) d, учитывая, что при большей длине кожуха факел быстрей затухает.

Сопротивление движению воздуха в воздуховоде, оказываемое



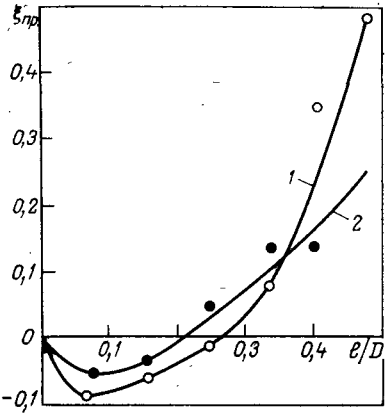


Рис. II-8. Коэффициент местного сопротивления центробежного воздухораспределителя «на выход» $\zeta_{вых}$:

1 —центробежный воздухораспределитель с размерами воздухоприемной щели а =0,4 *d*, б = 1,5 *d*, длина кожуха А = 0,5 *d*, диффузор α = 120°, d_2 = 1,87 *d*; *2* — центробежный воздухораспределитель с размерами воздухоприемной щели а = 0,4 *d*, б —0,75 *d*, длиной кожуха А = *d*, диффузором α = 120°, d_2 = 1,87 *d*.

Рис. II-9. Коэффициент местного сопротивления центробежного воздухораспределителя, вставленного в круглый воздуховод «на проход» воздуха по нему $\zeta_{пр}$:

1 — центробежный воздухораспределитель диаметром *d* = 2/3 *D*; *2* — центробежный воздухораспределитель *d* = 1/3 *D*.

патрубком воздухораспределителя, может быть определено по формуле

$$\Delta H_{пр} = \zeta_{пр} \frac{\rho v_в^2}{2} \qquad (II.26)$$

где $\Delta H_{пр}$ — потеря полного давления на проход воздуха по воздуховоду в месте установки патрубка, Па; $v_в$ — скорость в воздуховоде в сечении до патрубка, м/с; $\zeta_{пр}$ — коэффициент местного сопротивления проходу воздуха по воздуховоду (коэффициент отнесен к скоростному напору, соответствующему скорости в воздуховоде $v_в$).

Опытная зависимость коэффициента местного сопротивления $\zeta_{пр}$ от величины *l*/*D* [определяющей, насколько патрубок вдвинут в воздуховод (см. рис. II-5)] для двух воздухораспределителей, (*d* = 1/3 *D* и *d* = 2/3 *D*), установленных в круглых воздуховодах, дана на рис. II-9.

Для других случаев установки центробежных воздухораспределителей в круглых и прямоугольных воздуховодах коэффициент $\zeta_{пр}$ можно определить по данным справочника,* раздел X «Обтекание тел потоком в трубе».

---

* *Идельчик И. Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М., Машиностроение, 1975.

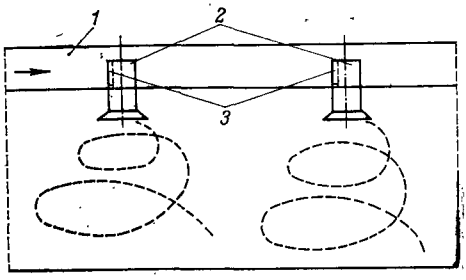


Рис. II-10. Схема установки центробежных воздухораспределителей в прямоугольном воздуховоде, расположенном в подшивном потолке:

1 — прямоугольный воздуховод; *2* — центробежные воздухораспределители; *3* — воздухоприемные щели воздухораспределителя.

Имеется положительный опыт установки на заводах центробежных воздухораспределителей для вентиляции цехов, в которых не допускается значительная подвижность воздуха.

В цехах с большими тепловыделениями с помощью центробежных воздухораспределителей можно подавать неподогретый воздух, не вызывая при этом переохлаждения воздуха в рабочей зоне.

Это основывается на большой эжекционной способности закрученных струй, которая по опытам Д. Н. Ляховского [24, 25] особенно интенсивна на первых 5 калибрах и составляет в зависимости от степени крутки 2,5—4 первоначальных объема струи.

На основе опытов с центробежными воздухораспределителями и исследованиями, о которых сказано в следующем параграфе «Турбулентный перенос примесей в потоках воздуха», можно сделать заключение об еще одной особенности закрученных струй.

Эти струи характеризуются в основном мелкомасштабной турбулентностью. Максимум энергии вихрей соответствует большим волновым числам. Поэтому кинетическая энергия закрученных струй переходит в тепловую в среде, окружающей воздухораспределители, и не распространяется по всему объему помещения.

Этим можно объяснить, что, несмотря на значительные скорости (v) выхода воздуха из центробежного воздухораспределителя и соответствующую им (скоростям) большую кинетическую энергию, на сравнительно небольшом расстоянии от воздухораспределителя подвижность воздуха (учитывая и пульсационные скорости) малая.

Центробежные воздухораспределители хорошо устанавливаются в прямоугольные воздуховоды. На рис. II-10 показано их расположение в воздуховоде, прокладываемом в подшивном потолке. Расход воздуха через каждый воздухораспределитель в этом случае регулируется поворотом цилиндрического патрубка *3* (см. рис. II-5) вокруг вертикальной оси воздухораспределителя.

КОНВЕКТИВНЫЕ СТРУИ

Изучению закономерностей конвективной струи посвящены работы Я. Б. Зельдовича, Л. Прандтля, В. Шмидта, Г. Н. Абрамовича, С. Е. Бутакова, Е. В. Кудрявцева, И. А. Шепелева, автора и др. [2, 5, 19, 30—34]. На основе этих работ представляется возможным

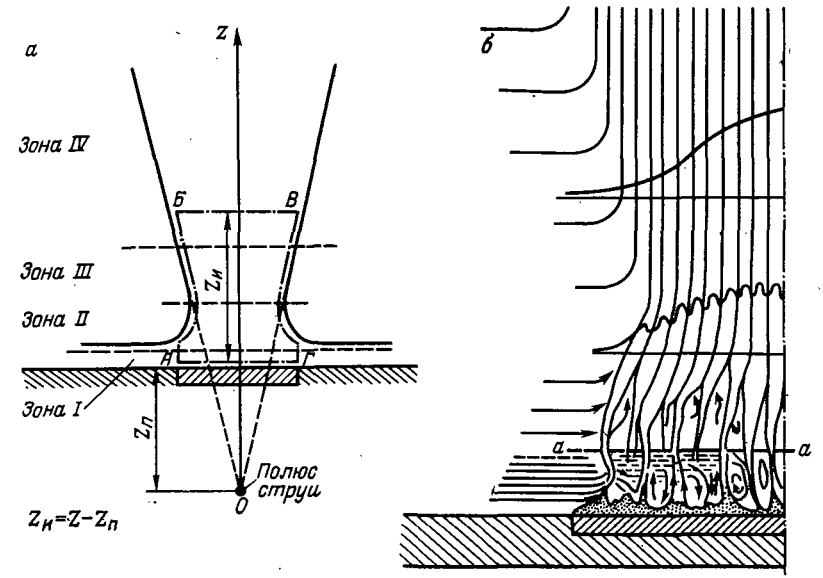


Рис. II-11. Схема течения воздуха в тепловой струе:
а — в струе; *б* — в пограничном слое, на участках разгона и переходном.

установить картину течения струй и с достаточной для практических расчетов точностью вывести расчетные формулы.

Ниже кратко изложены основные положения теории тепловых струй.

Рассмотрим тепловую струю, образующуюся над горизонтальной нагретой пластиной, заделанной заподлицо с горизонтальной плоскостью. Тепловую струю следует разделить на четыре зоны (рис. II-11).

Зона I — пограничный слой, состоящий из ламинарного подслоя, расположенного непосредственно у нагретой пластины, и основного пограничного слоя.

Зона II — участок разгона струи.

Зона III — переходный участок, на котором поперечные профили скоростей и избыточных температур преобразуются в профили, характерные для основного участка тепловой струи.

Зона IV — основной участок тепловой струи, на котором наблюдается аффинность поперечных профилей скоростей и избыточных температур.

В пограничном ламинарном подслое движение происходит вдоль плоскости; вертикальная составляющая скорости очень мала и может быть принята равной нулю. Тепло от нагретой пластинки в этом подслое передается путем теплопроводности, поэтому здесь наблюдается значительный перепад температур.

В пределах основного пограничного слоя характер движения неодинаков и зависит от величины произведения критериев Грас-

гофа и Прантдля (Gr·Pr). Эти критерии являются определяющими для процесса теплоотдачи при свободной конвекции. При значениях $Gr \cdot Pr < 5 \cdot 10^2$ ламинарное течение потока воздуха наблюдается в основном пограничном слое, и на значительном расстоянии от источника тепла тепловая струя тоже ламинарна. По мере увеличения размеров пластины и возрастания разности температур на ее поверхности и в окружающей среде ($\Delta t_п$), т. е. при больших значениях произведения критериев Gr·Pr, движение в тепловой струе турбулизируется, а при значениях Gr·Pr порядка $1 \cdot 10^6$ наблюдается развитое турбулентное движение.

В производственных условиях преобладают турбулентные тепловые струи, которые и будут в дальнейшем рассмотрены.

С помощью интерферометра была зафиксирована следующая схема течения воздуха у нагретой пластины.

Холодный воздух, подтекающий к краям пластины, попадает к центральной ее части в виде отдельных струек. Стремясь к центральной части пластины, струйки холодного воздуха двигаются в верхней части пограничного слоя, обходя поднимающиеся вверх от нагретой пластины струйки горячего воздуха. Холодный воздух опускается к горячей пластине в том месте, где в данный момент всплыла вверх нагревшаяся около нее сравнительно большая масса воздуха и создалось некоторое разрежение. В основном пограничном слое все время наблюдаются опускные и подъемные токи. Толщина пограничного слоя равна примерно 0,2 размера пластины (диаметра круглой пластины или меньшей стороны прямоугольной пластины).

У пластин со сторонами больше 4 м в пределах пограничного слоя наблюдаются вертикальные вихревые трубки; по одним воздух из верхней части пограничного слоя опускается к плите, а по другим (соседним) нагретый воздух от плиты поднимается вверх. Вихревые трубки двигаются от края плиты к центру.

Из пограничного слоя тепловая струя вытекает не сплошной массой по всему сечению, а в виде отдельных струек. Получается течение, аналогичное истечению воздуха через перфорированную плоскость или решетку. Такую решетку для поднимающихся вверх струек нагретого воздуха создают струи холодного воздуха, двигающиеся от периферии нагретой пластинки к центру.

Так же, как это наблюдается при истечении воздуха через перфорированную пластину, скорость отдельных вытекающих струек гораздо больше, чем средняя габаритная скорость всей струи. Вследствие диффузорного эффекта при снижении скорости отдельных струек над поверхностью пластины в пограничном слое наблюдается разрежение, что вызывает интенсивное подтекание воздуха к пластине. Как показали проведенные автором опыты, количество воздуха, подтекающего в пределах пограничного слоя к круглой пластине, заделанной заподлицо с плоскостью, составляет (в м³/ч):

$$L = 32{,}5 d^{1/2} Q^{1/2} \qquad (11.27)$$

где d — диаметр пластины, м; Q — конвективное тепло, выделяемое пластиной, Вт.

Если количество тепла выражено в ккал/ч, то числовой множитель в формуле (II.27) будет 28.

Над пограничным слоем находится разгонный участок, являющийся первым участком тепловой струи как струйного течения.

На разгонном участке скорость струи пропорциональна корню квадратному из действующей подъемной силы, которая в свою очередь пропорциональна избыточной температуре (Δt). Поэтому в любой точке поперечного сечения тепловой струи на разгонном ее участке скорость

$$v \infty \sqrt{\Delta t} \tag{II.28}$$

Исходя из тех же соображений, скорость на оси струи

$$v_m \infty \sqrt{\Delta t_m} \tag{II.29}$$

Поделив зависимость (II.28) на (II.29), получим

$$\frac{v}{v_m} = \left(\frac{\Delta t}{\Delta t_m}\right)^{1/2} \tag{II.30}$$

Проведенные автором исследования профилей скоростей и избыточных температур в тепловой струе подтвердили этот вывод.

Соотношение между скоростью и избыточной температурой в поперечном сечении турбулентной струи в общем виде выражается зависимостью

$$\frac{v}{v_m} = \left(\frac{\Delta t}{\Delta t_m}\right)^n \tag{II.31}$$

В неизотермических турбулентных струях перенос тепла совершается быстрее, чем перенос импульсов. Согласно теории переноса завихренности Тейлора, турбулентное число Прандтля

$$\mathrm{Pr}_{\text{турб}} = \frac{\nu_{\text{турб}}}{a_{\text{турб}}} = 0{,}5$$

где $\nu_{\text{турб}}$ — коэффициент турбулентной вязкости, м²/с; a — коэффициент турбулентной температуропроводности, м²/с.

Показатель степени n обратно пропорционален числу $\mathrm{Pr}_{\text{турб}}$

$$n = \frac{1}{\mathrm{Pr}_{\text{турб}}} \tag{II.32}$$

При величине $\mathrm{Pr}_{\text{турб}} = 0{,}5$ показатель степени $n = 2$.

Однако лучшее количественное совпадение теории с опытом, как указывает Л. А. Вулис [7], дают численные значения $\mathrm{Pr}_{\text{турб}}$ в пределах от 0,5 до 0,8. Примерно такие же величины турбулентного числа $\mathrm{Pr}_{\text{турб}}$ были получены в опытах З. Б. Сакиповым и М. И. Гримитлиным [18]: $\mathrm{Pr}_{\text{турб}} = 0{,}65$—$0{,}72$.

Характерный для неизотермических турбулентных струй перенос тепла более быстрый, чем перенос импульсов, наблюдается

и в тепловой струе. Автором экспериментально установлено, что по мере удаления от источника тепла показатель степени n в тепловой струе возрастает от 0,5 до 1,66.

Таким образом, в начале тепловой струи на разгонном и переходном участках профиль скоростей и избыточных температур изменяется. Показателем того, что профили скоростей и избыточных температур стали аффинными и начался основной участок тепловой струи, может служить то, что показатель степени n становится равным

$$n = 1/\mathrm{Pr}_{\text{турб}}$$

Автор в своих опытах исследовал часть тепловой струи до $z_в/d = 5{,}7$ ($z_в$ — расстояние по вертикали от нагретой пластины; d — диаметр пластины). В этих пределах показатель степени n достигал значения 1,66. Следовательно

$$\mathrm{Pr}_{\text{турб}} = \frac{1}{1{,}66} = 0{,}6$$

Данные расчетные величины $\mathrm{Pr}_{\text{турб}}$ близки к найденным экспериментально значениям этого критерия.

Поэтому можно принять, что на высоте примерно шести диаметров пластины начинается основной участок тепловой струи.

Количество воздуха (в м³/ч) в тепловой струе на ее разгонном участке определяется по формуле

$$L = 1{,}16\left[89\left(\frac{z}{d}\right)^{2/3} - 72\right] d^{5/3} Q^{1/3} \qquad \text{(II.33)}$$

Формулой (II.33) можно пользоваться в пределах $1{,}2 \leqslant z/d \leqslant 3{,}2$ (z — расстояние от полюса струи до рассматриваемой точки, м; Q — количество конвективного тепла, Вт).

Если количество тепла выражено в ккал/ч, то численный коэффициент перед квадратными скобками в формуле (II.33) равен 1.

Все теоретические выводы, относящиеся к основному участку тепловой струи, исходят из постоянства количества тепла в струе и равенства приращения количества движения подъемной силе. Исходя из теории размерности Я. Б. Зельдович [30], Л. Прандтль и В. Шмидт [31, 32] установили, что в основном участке тепловой струи скорость v и избыточная температура Δt могут быть выражены зависимостями

$$v = CQ^{1/3}z^{-1/3} \qquad \text{(II.34)}$$

$$\Delta t = BQ^{2/3}z^{-5/3}$$

где C и B — коэффициенты пропорциональности.

Автором на основе поставленных им опытов, а также опытных данных других исследователей были экспериментально подтверждены эти зависимости и установлено, что на коэффициенты C и B, а также на глубину расположения полюса струи существенно влияют форма и расположение источника тепла. В зависимости

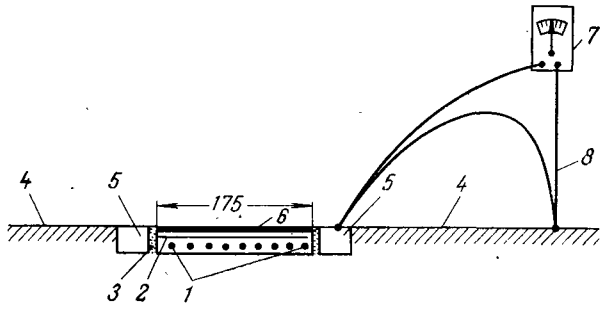


Рис. II-12. Опытная установка для образования тепловой струи от нагретой круглой пластины, заделанной заподлицо с плоскостью:
1 — электронагреватель; *2* — отражатель; *3* — асбестовая изоляция; *4* — плоскость; *5* — водяная рубашка; *6* — нагретая пластина; *7* — гальванометр; *8* — термопара.

от этих факторов условия подтекания воздуха к источнику тепла будут различные. Чем более затруднено подтекание воздуха к источнику тепла, тем большее разрежение наблюдается на верхней, нагретой его поверхности. Это приводит к уменьшению действующей подъемной силы, в результате чего скорость и расход воздуха в струе уменьшаются, а избыточные температуры увеличиваются. Это подтверждается сравнением опытов автора с нагретой пластиной, заделанной заподлицо с плоскостью (рис. II-12), с опытами О. Н. Тимофеевой с нагретой пластиной, установленной на основании.

В опытах автора, чтобы ограничить нагретую зону и воспрепятствовать прогреву прилегающих к пластине участков плоскости, вокруг пластины была устроена водяная рубашка *5*. Расход воды, протекающей через рубашку, регулировался таким образом, чтобы температура на ее поверхности была такая же, как и на плоскости вдали от источника тепла. Соблюдение этого условия контролировалось гальванометром *7*, присоединенным к термопаре *8*. Водяная рубашка ограничивала теплоотдачу только с поверхности нагретой пластины. Воздух к нагретой пластине подтекал вдоль горизонтальной плоскости. От периферии пластины к ее центру воздух проходил в виде отдельных струек между потоками, поднимавшимися от нагретой плиты, преодолевая оказываемое ими сопротивление. На поверхности пластины создавалось разрежение ΔP.

При расположении нагретой пластины на основании (опыты О. Н. Тимофеевой) подтекающий к источнику тепла воздух двигался вдоль боковых поверхностей основания. Этому способствовал также прогрев боковых стенок основания, так как в этой опытной установке водяная рубашка отсутствовала. Воздух подтекал к основанию на значительной длине с малыми скоростями. Сопротивление подтеканию в данном случае было меньше, чем в случае нагретой пластины, заделанной заподлицо с плоскостью. Поэтому

над пластиной на основании образовывалось меньшее разрежение, и бо́льшая часть подъемной силы расходовалась на создание скорости в струе. Вследствие этого при том же количестве выделяющегося конвективного тепла создавались бо́льшие скорости и расходы воздуха, но меньшие избыточные температуры по сравнению со струей, образующейся над пластиной, заделанной заподлицо с плоскостью.

Составим уравнение количества движения в проекции на ось z для объема (V), выделенного контуром АБВГ (см. рис. II-11)

$$g\int_V(\rho_0-\rho)\,dV-\int_{F_н}\Delta P\,dF_н=\int_{F_c}\rho v^2 dF_c \qquad (II.35)$$

Здесь $F_и$ — площадь источника тепла; F_c — площадь струи на высоте $z_н$; $z_н$ — высота от источника; ρ_0, ρ — плотность воздуха в окружающей среде и в тепловой струе; v — вертикальная составляющая скорости в тепловой струе.

По мере увеличения высоты $z_н$, на которой определяются параметры в тепловой струе, первое слагаемое в уравнении (II.35) возрастает, при постоянном значении второго. Следовательно, с увеличением $z_н$ параметры тепловой струи будут приближаться к параметрам, характеризующим тепловую струю при минимальном сопротивлении подтекания воздуха к источнику тепла. Это приближение, видимо, будет при больших $z_н/d>6$.

В табл. II.2 приведены формулы для двух указанных выше случаев при $\rho_0 = 1{,}2$ кг/м^3. Для свободно стоящих (неогражденных) источников тепла их можно рассматривать как крайние и при решении конкретных задач принимать коэффициенты C в пределах, указанных в таблице.

Формулами для основного участка тепловой струи можно пользоваться с некоторым приближением и для переходного участка струи ($3{,}2<z/d<6$).

Можно представить формулы 5 и 6 табл. II.2 в виде формулы (II.13) и определить экспериментальную постоянную c для опытов с тепловыми струями. Сравнив указанные формулы, легко найдем, что $c=\sqrt{1/2m}$, или $c=\sqrt{1/2p}$. При значениях коэффициентов m и p, указанных в табл. II.2, постоянная c находится в пределах 0,07—0,08, что близко к ее значению, принимаемому в турбулентных струях ($c = 0{,}082$).

Если подтекание воздуха к нагретой поверхности затруднено, например, она заглублена (рис. II-13, *а*) или вокруг нее имеются стенки (рис. II-13, *б*), то следует ожидать, что из-за увеличения сопротивления подтекания воздуха к источнику тепла скорости и расход воздуха в тепловой струе будут меньше, а избыточные температуры больше, чем рассчитанные по формулам табл. II.2.

В. И. Куница измерил распределение избыточных температур по оси тепловой струи от круглого источника, вокруг которого установлено сплошное ограждение, как это показано на рис. II-13,*б*. Высота ограждения в опытах была: 0,1; 0,2; 0,3; 0,4 h/d. Измерение

ТАБЛИЦА 11.2. Формулы для расчета основного участка тепловой струи

№ п/п	Определяемая величина	Формулы	Коэффициенты пропорциональности для нагретой пластины		Размерность коэффициентов пропорциональности
			заделанной заподлицо с плоскостью	установленной на основании	
1	Расстояние от нагретой пластинки до полюса струи	$z_п = \Pi d$	$\Pi = 1$	$\Pi = 1{,}7$	—
2	Скорость на оси струи, м/с	$v_m = Cd^{1/3}\Delta t_п^{4/9}\left(\frac{z}{d}\right)^{1/3}$ $v_m = C_1 Q^{1/3} z^{-1/3}$	$C = 0{,}136$ $C_1 = 0{,}13$ $(C_1 = 0{,}125)$	— $C_1 = 0{,}168$ $(C_1 = 0{,}16)$	$м^{2/3}\,(с \cdot К^{4,9})$ $м^{4/3}/(с \cdot Вт^{1/3})$ $(м^{4/3} \cdot ч^{1,4})/(с \cdot ккал^{1/3})$
3	Максимальная скорость на оси струи, м/с	$v_{m_м} = C_2 d^{1/3}\Delta t^{4/9}$ $v_{m_м} = C_3 Q^{1/3} d^{-1/3}$	$C_2 = 0{,}095$ $C_3 = 0{,}093$ $(C_3 = 0{,}089)$	— $C_3 = 0{,}115$ $(C_3 = 0{,}11)$	то же, что для п.2
4	Избыточная температура на оси струи, К	$\Delta t_m = B\Delta t_п^{8/9}\left(\frac{z}{d}\right)^{-5/3} d^{-1/3}$ $\Delta t_m = B_1 Q^{2/3} z^{-5/3}$	$B = 0{,}55$ $B_1 = 0{,}53$ $(B_1 = 0{,}48)$	— $B_1 = 0{,}415$ $(B_1 = 0{,}375)$	$м^{1/3} \cdot К^{1/9}$ $(К^{4/9} \cdot м^{5/3})/Вт^{2/3}$ $(К \cdot м^{5/3} \cdot ч^{2/3})/ккал^{2/3}$
5	Скорость в любой точке струи, м/с	$v = v_m e^{-m_1 (y/z)^2}$	$m = 81$	$m = 90$	—

Продолжение табл. II.2

№ п/п	Определяемая величина	Формулы	Коэффициенты пропорциональности для нагретой пластины		Размерность коэффициентов пропорциональности
			заделанной заподлицо с плоскостью	установленной на основании	
6	Избыточная температура в любой точке струи, К	$\Delta t = \Delta t_m e^{-p\,(y/z)^2}$	$p = 105$	$p = 100$	—
7	Расход воздуха в струе, м³/ч	$L = C_4 d^{7/3} \Delta t_{\text{п}}^{4,9} \left(\frac{z}{d}\right)^{5/3}$	$C_4 = 19$	—	$\text{м}^{2/3}/(\text{К}^{4/9} \cdot \text{ч})$
		$L = C_5 Q^{1/3} z^{5/3}$	$C_5 = 18{,}4$	$C_5 = 21{,}2$	$\text{м}^{4/3}/(\text{Вт}^{1/3} \cdot \text{ч})$
			$(C_5 = 17{,}5)$	$(C_5 = 20{,}2)$	$\text{м}^{4/3}/(\text{ккал}^{1/3} \cdot \text{ч}^{2/3})$
8	Мощность кинетической энергии тепловой струи, Вт (кгс·м·с$^{-1}$)	$E = C_6 d^2 \Delta t_{\text{п}}^{4/3} z$	$C_6 = 19{,}6 \cdot 10^{-6}$	—	$\text{Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}^{4/3})$
			$(C_6 = 2 \cdot 10^{-6})$	—	$\text{кгс}/(\text{с} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{К}^{4/3})$
		$E = C_7 Q z$	$C_7 = 18{,}3 \cdot 10^{-6}$	$C_7 = 34{,}3 \cdot 10^{-6}$	1/м
			$(C_7 = 1{,}6 \cdot 10^{-6})$	$(C_7 = 3 \cdot 10^{-6})$	$\text{кгс} \cdot \text{ч}/(\text{с} \cdot \text{ккал})$

Примечание. В табл. II.2. приведены значения коэффициентов пропорциональности C и B в системе СИ (поток тепла и мощность кинетической энергии тепловой струи в Вт). В скобках указаны значения коэффициентов C и B при измерении потока тепла в ккал/ч и мощности кинетической энергии струи в кгс·м/с. Все линейные размеры в формулах выражены в метрах.

избыточных температур производилось от $z_н/d = 0{,}5$ до $z_н/d = 2$, то есть в пределах разгонного участка. Было установлено, что при $h/d = 0{,}1$ избыточная температура на оси возрастает в 1,15—1,2 раза по сравнению с избыточной температурой $\Delta t_{h=0}$ в струе, образующейся от круглой пластины, заделанной заподлицо с плоскостью при том же количестве конвективного тепла. С увеличением высоты ограждения избыточная температура на оси возрастает и при $h/d = 0{,}2$ равна (1,2—2) $\Delta t_{h=0}$, при $h/d = 0{,}3$ составляет около (1,6—3) $\Delta t_{h=0}$ и при $h/d = 0{,}4$ доходит до (1,8—4) $\Delta t_{h=0}$. Большие значения коэффициента относятся к $z_н/d = 2$, меньшие к $z_н/d = 0{,}5$.

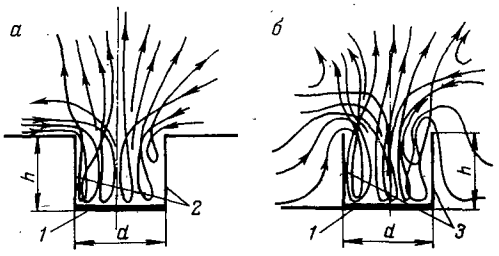


Рис. II-13. Течение в начальном участке тепловой струи при затрудненном подтоке воздуха к источнику тепла:

а — заглубленный источник тепла; *б* — источник тепла, окруженный стенкой; *1* — источник тепла; *2* — стенки углубления; *3* — стенки ограждения.

Считая, что скорость на оси обратно пропорциональна избыточной температуре, можно предположить, что она уменьшится во столько же раз, во сколько увеличилась избыточная температура.

По данным опытов В. И. Куницы, получается, что с увеличением высоты $z_н$ (при той же высоте ограждения) осевая скорость уменьшается в большее число раз, чем при малых $z_н$. Это не согласуется с выводом, сделанным исходя из формулы (II.35). Если полученные в опыте результаты являются достоверными, то указанное расхождение может быть объяснено своеобразием изменения поля скоростей в разгонном участке.

Опыты с ограждением вокруг источника тепла свидетельствуют о существенном влиянии ограждения на распределение избыточных температур и скоростей в конвективной струе.

По мере развития теории и накопления опытных данных коэффициенты C в формулах для расчета тепловых струй должны быть поставлены в зависимость от коэффициента местного сопротивления ζ подтекания воздуха к нагретой поверхности и, по-видимому, также от координаты точки, в которой необходимо определить параметры тепловой струи

$$C = f(\zeta,\ z/d,\ y/d)$$

Для случаев, указанных на рис. II-13, коэффициент местного сопротивления будет зависеть от отношения h/d.

Применяемые в настоящее время в расчетах вентиляции уравнения гидроаэродинамики, теплопередачи и термодинамики не образуют замкнутую систему уравнений. Замкнуть систему уравнений для расчета многих систем вентиляции можно, дополнив ее уравнениями турбулентного переноса примеси в потоках воздуха.

Потоки воздуха, образующиеся при вентиляции помещений, характеризуются высокой степенью турбулентности, влияния которой на распределение концентрации примесей нельзя не учитывать.

В технике вентиляции одним из основных способов обеспечения чистоты воздуха на рабочих местах вблизи источников выделения вредных веществ является создание потока воздуха, направленного от рабочего к источнику выделения вредных веществ. Поэтому рассмотрим процесс распространения примеси в набегающем на источник потоке воздуха. Исходя из дифференциального уравнения диффузии примеси в потоке воздуха найдены решения, определяющие поле концентрации в потоке воздуха от различных видов источников, приближающихся к характерным в вентиляционной технике [35].

Рассматривалось распространение примеси в недеформированном плоскопараллельном потоке.

В табл. II.3—II.8 приводятся эскиз источника с указанием направления движения воздуха, вид дифференциального уравнения, примененного в рассматриваемом случае, выбранные граничные условия и полученные решения — уравнения поля концентраций и формула для определения расхода вещества.

В написанных уравнениях под концентрацией (q) понимается объемная концентрация подмешанного газа в г/м^3, т. е. отношение массы подмешанного газа к занимаемому им объему, что соответствует плотности этого газа $\rho_г$. Такое определение концентрации соответствует выводу дифференциального уравнения диффузии, в котором рассматривается баланс вещества в элементарном объеме.

Остальные обозначения, применяемые в уравнениях, приводятся ниже: x, y, z — координаты прямоугольной системы (табл. II.3, II.3а, II.4, II.5); r, y, z — координаты цилиндрической системы (табл. II.6, II.7); r, y, θ — координаты сферические (табл. II.8).

Примечание. Ввиду независимости поля концентраций в рассматриваемом случае (см. табл. II.8) от координат y и θ в дифференциальном уравнении, граничных условиях и в решении имеется только координата r — длина радиуса вектора.

A — коэффициент обмена, м^2/с (в случае молекулярного процесса переноса — коэффициент молекулярной диффузии D; в случае турбулентной диффузии — коэффициент турбулентного обмена — A); v — скорость потока воздуха (за положительное направление скорости принято направление, противоположное оси x в прямоугольных координатах, или радиус вектора в цилиндрических или сферических системах координат), м/с.

Изучался стационарный процесс. В табл. II.3 рассмотрен случай распространения примеси в плоскопараллельном потоке, направленном перпендикулярно плоскости F, которая прозрачна для потока воздуха. Плоскость безгранична и на ней равномерно расположены одинаковой интенсивности источники выделения вредных веществ.*

В зависимости от граничных условий (см. 3-й столбец таблицы) получаются соответствующие уравнения поля концентраций в потоке, набегающем на источник.

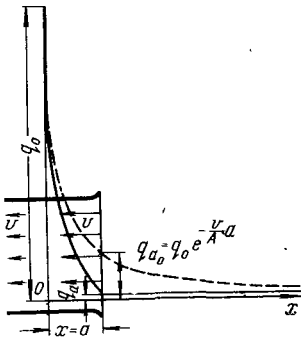


Рис. II-14. К определению количества вредных веществ, выделяющихся из оборудования, токсичная среда в котором находится под разрежением.

Эти решения дали возможность разработать научно обоснованный метод расчета необходимых скоростей воздуха в открытых проемах укрытий типа вытяжного шкафа [36]. Впервые величина необходимой скорости воздуха в проеме укрытия была поставлена в зависимость от концентрации вредного вещества в укрытии, степени токсичности вещества, расстояния от источника выделения вредных веществ до рабочего места и от состояния воздушной среды помещения (степени ее турбулизации).

Важно отметить, что расход вещества в направлении навстречу потоку воздуха при граничных условиях, записанных в 3-й строке таблицы, будет равен нулю. Этот расход становится больше нуля, когда поле концентрации нарушается и на некотором расстоянии $x = a$ концентрации примеси (рис. II-14)

$$q_a < q_{a_0} = q_0 e^{-\frac{v}{A}a} \qquad (II.36)$$

Расход вещества навстречу потоку в этом случае определяется по формулам, приведенным в пп. 1 и 2 табл. II.3.

В табл. II.3, *а* приведены формулы для расчета поля концентраций от плоского источника, аналогичного рассмотренному выше, но с неравномерным распределением концентрации по поверхности.

В данном случае исследовалось распространение примеси вдоль оси x и оси y в области B (см. рис. на табл. II.3а). При решении были приняты граничные условия; на бесконечном удалении по оси x от источника выделения примеси концентрация ее равна нулю и в окрестности плоскостей, ограничивающих исследуемую область при $y = 0$ и $y = l$, поле концентрации практически не зависело бы от координаты y. Принятые граничные условия записаны в 3-м столбце табл. II.3 а, формулы (6) — (8). Решение дифференциального уравнения (1) получается в виде ряда (9). С помощью ЭВМ, представив выражения в виде суммы конечных величин, можно

* Подробный вывод приведен в первых изданиях книги.

ТАБЛИЦА II.3. Формулы для расчета поля концентраций в потоке, направленном на источник, равномерно расположенный на плоскости, перпендикулярной потоку

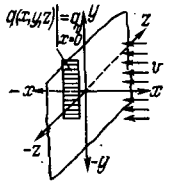
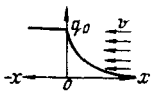
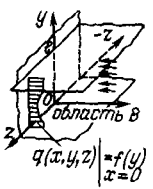
Эскиз	Дифференциальное уравнение	Граничные условия	Решение дифференциального уравнения при заданных граничных условиях. Формула для расхода вещества G
	$A\frac{d^2q}{dx^2}+v\frac{dq}{dx}=0$	1. $x=0,\quad q=q_0$ $x=a,\quad q=q_a<q_{a_0}$ где $q_{a_0}=q_0e^{-\frac{v}{A}a}$	$q=\frac{-q_0e^{-\frac{v}{A}a}+q_a}{1-e^{-\frac{v}{A}a}}+\frac{[q_0-q_a]e^{-\frac{v}{A}x}}{1-e^{-\frac{v}{A}a}}$ $G=\frac{Fv\left[q_0e^{-\frac{v}{A}a}-q_a\right]}{1-e^{-\frac{v}{A}a}}=\frac{Fv[q_{a_0}-q_a]}{1-e^{-\frac{v}{A}a}}$
		1а. $q_a\ll q_{a_0}$ $e^{-\frac{v}{A}a}\ll 1$	$G=Fvq_{a_0}$
		2. $x=0,\quad q=q_0$ $x=\infty,\quad q=q_\infty$	$q-q_\infty\cong[q_0-q_\infty]e^{-\frac{v}{A}a}$ $G\cong vFq_\infty$
		3. $x=0,\quad q=q_0$ $x=\infty,\quad q=0$	$q=q_0e^{-\frac{v}{A}x}$ $G=0$

ТАБЛИЦА II.3а. Формулы для расчета поля концентраций в потоке, направленном на источник с неравномерным распределением концентраций в плоскости, перпендикулярной потоку

Эскиз	Дифференциальное уравнение	Граничные условия
	$A\left(\frac{\partial^2 q}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 q}{\partial y^2}\right)+v\frac{\partial q}{\partial x}=0$ (1)	Рассматривается область B $\begin{cases} 0\leqslant x<\infty \\ 0\leqslant y\leqslant l \\ -\infty<z<\infty \end{cases}$ (5) граничные условия
	$\mathrm{Pe_т}=\frac{vl}{A}$ (2)	$q(x,\ y,\ z)\Big\vert_{x=0}=f(y)$ (6)
	(турбулентный критерий Пекле)	
	$\bar{x}=\frac{x}{l},\qquad \bar{y}=\frac{y}{l}$ (3)	$q(x,\ y,\ z)\Big\vert_{x=\infty}=0$ (7)
	l — высота области B	
	$\frac{\partial^2 q}{\partial \bar{x}^2}+\frac{\partial^2 q}{\partial \bar{y}^2}+\mathrm{Pe_т}\frac{\partial q}{\partial \bar{x}}=0$ (4)	$\frac{\partial q(x,\ y)}{\partial y}\Big\vert_{\substack{y=0\\ y=l}}=0$ (8)

Решение дифференциального уравнения при заданных граничных условиях:

$$q(\bar{x},\ \bar{y})=\int_0^1 f(\bar{y})\exp(-\mathrm{Pe_т}\bar{x})\,d\bar{y}+\sum_{k=1}^{\infty}2\left[\int_0^1 f(\bar{y})\cos(k\pi\bar{y})\,d\bar{y}\right]\cos(k\pi\bar{y})\exp\left[-\frac{\bar{x}}{2}\left(\mathrm{Pe_т}+\sqrt{\mathrm{Pe_т^2}+4(k\pi)^2}\right)\right] \quad (9)$$

$$k=1,\ 2,\ 3\ldots\ldots$$

Формула для определения расхода вещества

$$G=0 \quad (10)$$

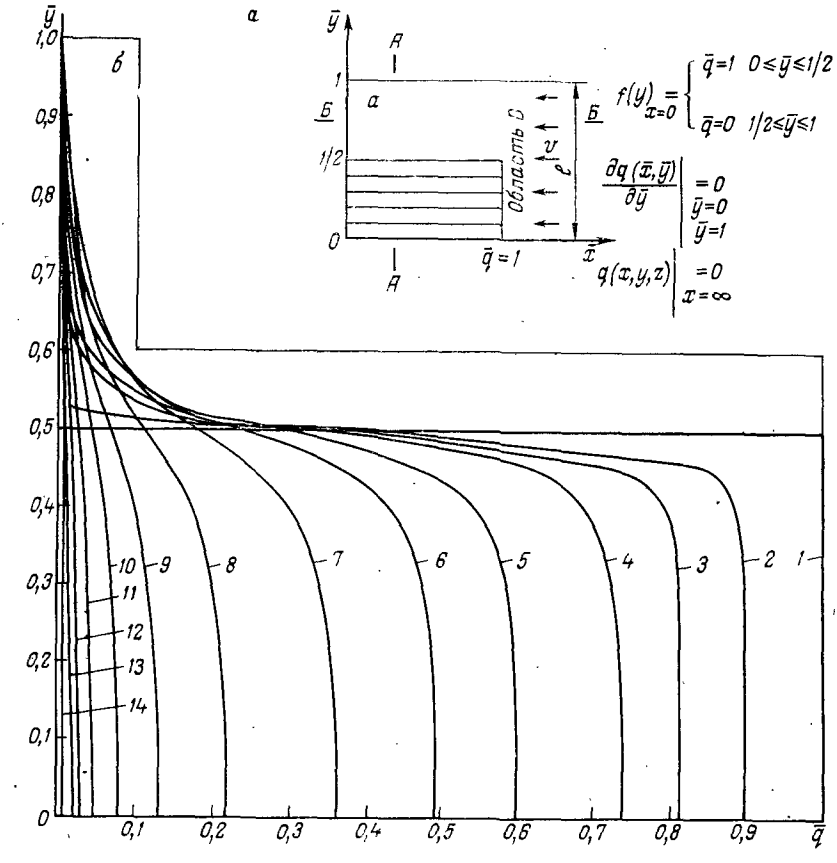


Рис. II-15. Поля концентраций в сечениях, параллельных плоскости $A-A$, на расстояниях $\bar{x}$ от источника (пример II-1):
а — граничные условия, *б* — результаты расчетов;

№ кривой	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Расстояние $\bar{x}$ . . .	0	0,01	0,02	0,03	0,05	0,07	0,10	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,5

для конкретных граничных условий определить поле концентрации. Для возможности более широкого использования вычисленного на ЭВМ решения представим дифференциальное уравнение (1) в безразмерном виде, поделив и помножив на l. Вводя обозначения (2) и (3) (см. табл. II.3а), получим преобразованное уравнение (4). В это уравнение входят относительные координаты $\bar{x}$, $\bar{y}$ и безразмерный критерий $Pe_т$, который может рассматриваться как критерий Пекле для турбулентного потока.

Пример II-1. По уравнению 9 табл. II.3а рассчитать поле концентраций при граничных условиях, представленных на рис. II-15, *а*. Расчет произведен для значения критерия $Pe_т = 10$. Протяженность области вдоль оси x,

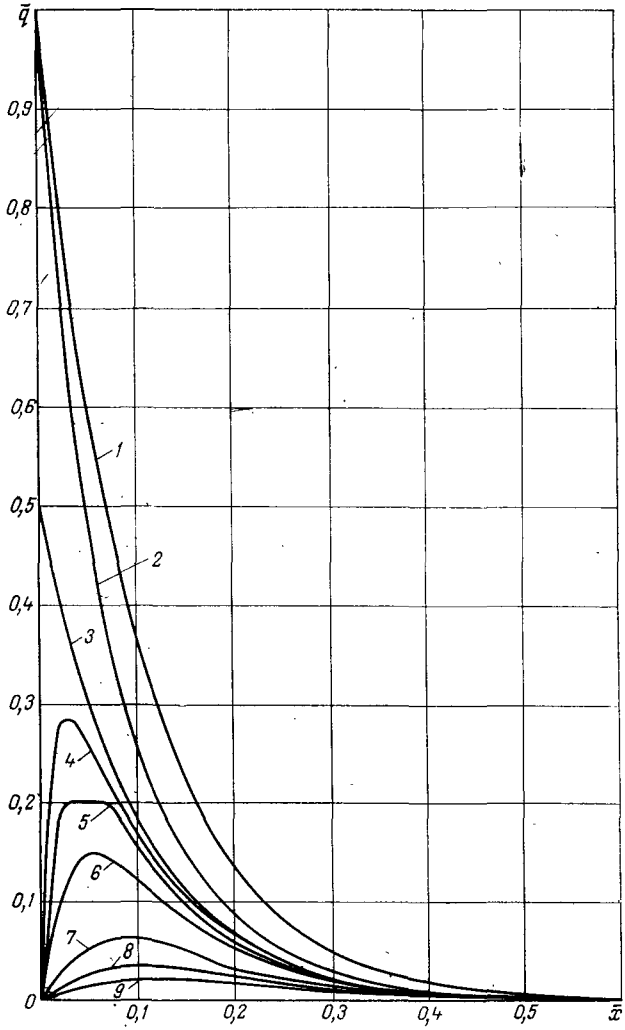


Рис. II-16. Результаты расчетов поля концентрации к примеру II-1. Сечения плоскостями, параллельными Б—Б, на расстоянии $\bar{y}$:

№ кривой . .	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Расстояние $\bar{y}$.	0,05	0,45	0,5	0,51	0,52	0,54	0,6	0,65	0,7

для которой производился расчет, принималась $\bar{x} = 1{,}0$, шаги, через которые делался расчет $h_{\bar{x}}$ и $h_{\bar{y}}$, равнялись 0,01, таким образом число членов в ряде было 100, что достаточно для получения результатов с удовлетворительной степенью точности.

Результаты расчетов на ЭВМ представлены на рис. II-15, *б* и II-16. На первом из этих рисунков даны кривые распределения концентрации вдоль линий А—А, параллельных оси $\bar{y}$ и отстоящих от нее на разных расстояниях $\bar{x}$. Из рисунка видно, что при $\bar{y}$, близком к нулю и к единице, касательные

к кривым концентрации при всех значениях x приближается к прямым параллельным оси y.

Рис. II-16 дает представление о том, как меняются концентрации по линиям Б—Б, проведенным параллельно оси x на разных от нее расстояниях $\bar{y}$. В зоне перед источником, на который направлен поток воздуха, концентрации примеси вверх по потоку убывают с возрастанием x. Если сравнить кривую падения концентрации для $\bar{y} = 0{,}05$ с экспоненциальной кривой e^{-x}, то можно легко убедиться в том, что обе кривые близки друг к другу и почти совпадают. Таким образом, уже на расстоянии $\bar{y} = 0{,}05$ от края источника закон падения концентрации такой же, как выведенный ранее (см. табл. II.3, пункт 3).

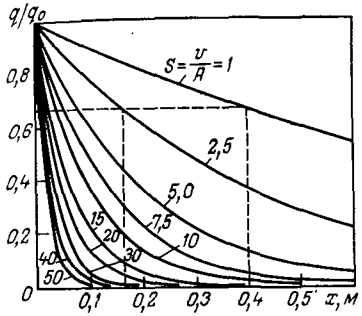
Все кривые концентрации в сечениях $\bar{y} < 0{,}5$ начинаются при $\bar{x} = 0$ с $\bar{q} = 1$. В сечениях Б—Б, проведенных на расстоянии, $\bar{y} > 0{,}5$, все кривые концентраций начинаются с нуля ($\bar{q} = 0$). Это соответствует заданным граничным условиям. Согласно расчету, при $\bar{y} = 0{,}5$ начальное значение концентрации (при $\bar{x} = 0$) $\bar{q} = 0{,}5$. К этой цифре приближается величина концентрации в зоне около точки с координатами $\bar{x} = 0$, $\bar{y} = 0{,}5$.

Кривые концентраций при $\bar{y} > 0{,}5$ имеют максимум, который располагается в зоне $0 < \bar{x} < 0{,}15$. При этом максимум перемещается в сторону больших значений x, когда сечение Б—Б отдаляется от оси x (координата $\bar{y}$ увеличивается).

Расчетом уже на малых расстояниях от начального сечения ($\bar{x} = 0$) определены концентрации примеси в зоне $^1/_2 < \bar{y} \leqslant 1$ (см. рис. II-16), т. е. в той зоне, в которой поток не встречает источника выделения примесей. Эти концентрации найдены в результате учета турбулентного обмена поперек потока воздуха. Учет турбулентного обмена сразу в двух направлениях (навстречу и поперек потока) дает возможность судить о поле концентрации не только в зоне, расположенной против источника, но и в стороне от источника. Это существенно для решения вентиляционных задач, так как показывает, что концентрации примесей могут быть не только на рабочем месте, расположенном против источника, укрытого местным вытяжным устройством, но и в стороне, на соседних участках, расположенных рядом.

За граничные условия можно принять распределение концентраций вдоль оси y при некотором значении $\bar{x} = \bar{x}_1$, отличном от нуля. Тогда поле концентраций будет определяться кривыми, приведенными на рис. II-15 и II-16, но при новых значениях координат $\bar{X}' = \bar{x} - \bar{x}_1$ и $\bar{Y}' = \bar{y}$. Этот прием дает возможность, подбирая по рис. II-16 (при $x = \text{const}$) распределение концентрации вдоль оси y, близкое к имеющим место в конкретных случаях, получить решения для задачи с новыми граничными условиями.

Например, если как граничную функцию считать распределение концентраций при $\bar{x} = 0{,}02$, то решением, определяющим поле концентраций, будет данное на рис. II-17 при $\bar{X}' = \bar{x} - 0{,}02$.



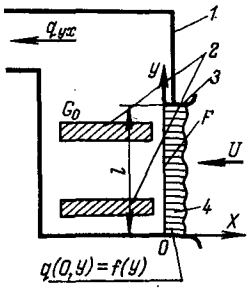


Рис. II-17. Кривые концентрации во встречном плоскопараллельном потоке при разных значениях v/A.

Рис. II-18. Граничные условия третьего рода для расчета поля концентраций перед рабочим окном укрытия:

1 — стенки укрытия; *2* — источники выделения вредных веществ; *3* — рабочее окно обрамленное кромками; *4* — поле концентраций внутри укрытия в плоскости края кромок,

При граничных условиях, определяемых непрерывной функцией, исключается точка разрыва при $\bar{x} = 0$, $\bar{y} = 0{,}5$.

В соответствии с теорией подобия (см. следующий параграф) полученное решение может быть использовано во всех случаях, в которых комплекс величин, входящий в критерий $Pe_т = 10$. Масштабы величин, составляющих критерии $Pe_т$, связаны зависимостью

$$\frac{C_v C_l}{C_A} = 1$$

Если, как это сделано выше, обозначить $s = v/A$, то получим

$$C_s C_l = 1 \quad \text{и} \quad C_l = \frac{1}{C_s}$$

Наглядно убедиться в установленной зависимости можно с помощью рис. II-17, на котором представлены кривые концентраций при $s = v/A$ от 1 до 50, определенные по формуле

$$q = q_0 e^{-\frac{v}{A} x} \tag{II.37}$$

Так, например, при $s = 1$ концентрация $q = 0{,}67\ q_0$ будет при $x = 0{,}4$ м; при $s = 2{,}5$ ($C_s = 2{,}5$) такая же концентрация будет на расстоянии $x_2 = \frac{x_1}{C_s} = \frac{0{,}4}{2{,}5} = 0{,}16$ м, при $s = 10$ ($C_s = 10$) — на $x = \frac{0{,}4}{10} = 0{,}04$ м. Определенные таким расчетом координаты x полностью совпадают со значениями $\bar{x}$, которые определяются по графику (см. пунктирные прямые на рис. II-17).

Граничные условия (II.47) и (6), (7) на табл. II.3 по принятой в теории теплопередачи классификации могут рассматриваться как граничные условия первого рода.

При расчете поля концентрации в потоке воздуха, входящего через рабочее окно укрытия, может оказаться целесообразным задать граничные условия в виде поля концентрации вредного вещества внутри укрытия (рис. II-18). Такое задание граничных условий соответствует граничным условиям третьего рода.

Законы распределения концентрации внутри укрытия сложные. Для того чтобы выразить граничные условия третьего рода, необходимо для каждого типа укрытия найти зависимость

$$q_0 = f(y, q_{yx}) \tag{II.38}$$

или поскольку

$$q_{yx} = \frac{G}{L} = \frac{G}{Fv}$$

необходимо установить зависимость

$$q_0 = \frac{G}{Fv} f(y) \tag{II.39}$$

где G — общее количество вредных веществ, выделяющихся в укрытии, г/с; L — объем удаляемого от укрытия воздуха, м³/с; F — площадь рабочего проема, м³; q_{yx} — концентрация вредного вещества в уходящем из укрытия воздухе, г/м³.

В главе IV на основе поставленных автором опытов для некоторых видов укрытий дана зависимость q_0 от q_{yx}. Как первое приближение было найдено среднее значение q_0 в сечении $x = 0$ у рабочего окна внутри укрытия

$$q_0 = iq_{yx} \tag{II.40}$$

где i — опытный коэффициент (см. гл. IV).

С учетом (II.39) и (II.40) расчетная формула для определения концентрации примет вид

$$q(x) = \frac{G}{Fv} ie^{-\frac{v}{A}x} \tag{II.41}$$

В настоящее время для нескольких видов укрытий проводятся исследования, в которых определяется зависимость изменения концентрации q_0 по высоте рабочего проема в нулевом сечении.

Используя решение, приведенное в табл. II.3а, можно рассчитать поле концентраций перед укрытием, не усредняя концентрации q_0.

В табл. II.4 приведено решение, определяющее поле концентрации от источника, расположенного на плоскости и при любом направлении воздушного потока.

Первоначально определялось поле концентраций для одиночного точечного источника (вторая горизонтальная полоса в табл. II.4). Общее решение (3 горизонтальная полоса в табл. II.4) было получено путем сложения полей концентрации от бесконечного количества непрерывно расположенных точечных источников. При решении, так же как и прежде, принималось, что плоскость прозрачна для потока, и считалось, что поток ею не тормозится.

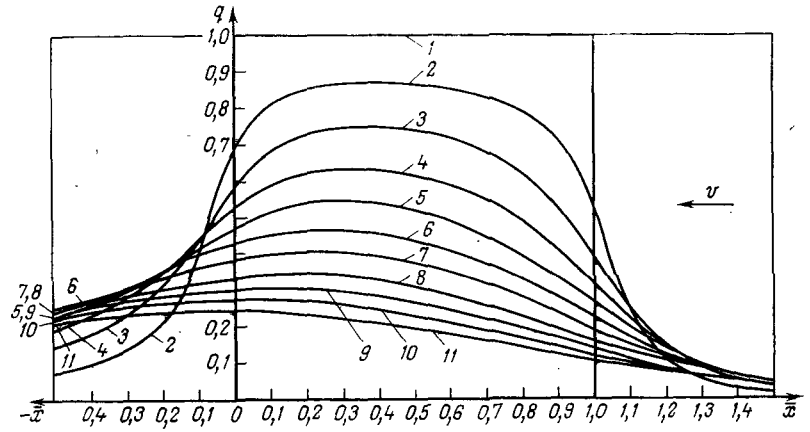


Рис. II-19. Поле концентраций, рассчитанное на ЭВМ (к примеру II-2):

№ кривой	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Расстояние $\bar{y}$ . .	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1

Из полученного общего решения было найдено частное для случая движения воздуха вдоль плоскости, на которой расположены источники выделения вредных веществ (табл. II.5).

Случай, когда направление потока параллельно плоскости выделения вредных веществ (табл. II.5), важен для расчета так называемых «сдувок», особенно когда их устраивают для создания благоприятной воздушной среды для работающих на поверхности источника выделения вредных веществ (ванны электролиза марганца и др.). Этим расчетом можно воспользоваться для определения поля концентраций, образующегося при ветре на заводской площадке.

В первой полосе табл. II.5 дано решение для источника бесконечной длины, во второй полосе таблицы — для ограниченного источника длиною l. Так же как и раньше, введены относительные координаты $\bar{x}$, $\bar{y}$ и безразмерный критерий $Pe_т$.

Приведенные в табл. II.5 решения могут быть рассчитаны на ЭВМ.

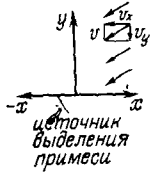
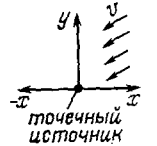
Пример II-2. Определить распределение концентрации в плоскопараллельном потоке, двигающемся вдоль плоскости, на которой расположен ограниченный по длине ($l = 1$ м) источник выделения вредных веществ. Задано: на поверхности источника концентрация $q_0 = 1$ г/м³, на всей остальной плоскости вне источника концентрация $q = 0$, критерий $Pe_т = 2$.

На ЭВМ рассчитано поле концентраций в пределах $-0{,}5 \leqslant \bar{x} \leqslant 1{,}5$ и $0 \leqslant \bar{y} \leqslant 1$ (рис. II-19).

Результатами данного расчета можно пользоваться во всех случаях, в которых различные значения l, v и A в комплексе $vl/A = 2$.

При любом значении q_0 полученные значения концентрации умножаются на q_0, так как концентрации в данной точке $q(x, y)$ пропорциональны q_0.

ТАБЛИЦА II.4. Формулы для расчета поля концентраций от источника, расположенного на плоскости, при любом направлении воздушного потока

Эскиз	Дифференциальное уравнение	Граничные условия	Решение дифференциального уравнения при заданных граничных условиях
1. 	$A\left(\frac{\partial^2 q}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 q}{\partial y^2}\right)+$ $+v_x\frac{\partial q}{\partial x}+v_y\frac{\partial q}{\partial y}=0$	Исследуемая область $y \geqslant 0$ $\begin{cases} -\infty < x < \infty \\ q(x,\ 0)=f(x) \end{cases}$ $\begin{cases} x^2+y^2 \to \infty \\ q(x,\ y) < C < \infty \end{cases}$	См. решения для пункта 3 данной таблицы
2. 	Замена $q(x,\ y)=e^{-\frac{s_1}{2}x+\frac{s_2}{2}y}\times$ $\times w(x,\ y)$ $s_1=\frac{v_x}{A}$; $s_2=\frac{v_y}{A}$	$\begin{cases} -\infty < x < \infty \\ w(x,0)=f(x)e^{\frac{s_1}{2}x+\frac{s_2}{2}y} \end{cases}$ $\begin{cases} x^2+y^2 \to \infty \\ w(x,\ y) < c < \infty \end{cases}$	

	при $p^2 = s_1^2 + s_2^2 = 4$ $\Delta w - w = 0$ p — произвольное $\Delta w - \frac{p_2}{4} w = 0$	$\begin{cases} -\infty < x < \infty \\ w(x, 0) = \delta(x) \end{cases}$ $\begin{cases} x^2 + y^2 \to \infty \\ w(x, y) < c < \infty \end{cases}$	$q(x, y) = \exp\left[-\frac{s_1}{2} x - \frac{s_2}{2} y\right] \frac{1}{\pi} \times$ $\times \frac{y}{\sqrt{x^2 + y^2}} \cdot K_1(\sqrt{x^2 + y^2})$ где K_1 — Бесселева (цилиндрическая) функция $q(x, y) = \exp\left[-\frac{s_1}{2} x - \frac{s_2}{2} y\right] \frac{p}{2} \cdot \frac{1}{\pi} \times$ $\times \frac{y}{\sqrt{x^2 + y^2}} K_1\left[\frac{p}{2} \sqrt{x^2 + y^2}\right]$
3.  *непрерывно распределенный источник*	Дифференциальные уравнения такие же, как и в пунктах 1 и 2	$\begin{cases} -\infty < x < \infty \\ Q(x, 0) = f(x) \end{cases}$ $\begin{cases} x^2 + y^2 \to \infty \\ Q(x, y) < c < \infty \end{cases}$	$Q(x, y) \int_{-\infty}^{\infty} q[(x - t), y] f(t)\, dt$ замена: $x - t = u$ $Q(x, y) = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{p}{2} \int_{-\infty}^{\infty} \exp\left[-\frac{s_1}{2} u - \frac{s_2}{2} y\right] \times$ $\times \frac{y}{\sqrt{u^2 + y^2}} K_1\left[\frac{p}{2} \sqrt{u^2 + y^2}\right] f(x - u)\, du$

t — координата точечного источника выделения примеси.

ТАБЛИЦА II.5. Формулы для определения поля концентраций при движении потока вдоль плоскости, на которой расположены источники

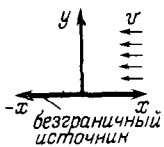
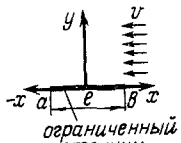
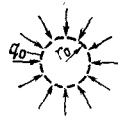
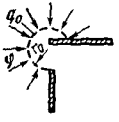
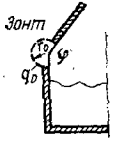
Эскиз	Дифференциальное уравнение	Граничные условия	Решение дифференциального уравнения при заданных граничных условиях
	Случай $v_y = 0$; $s_2 = 0$ $A\left(\frac{\partial^2 q}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 q}{\partial y^2}\right) + v_x \frac{\partial q}{\partial x} = 0$	$\begin{cases} -\infty < x < \infty \\ Q(x, 0) = f(x) \end{cases}$ $\begin{cases} x^2 + y^2 \to \infty \\ Q(x, y) < c < \infty \end{cases}$	$Q(x, y) = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{s_1}{2} \int_{-\infty}^{\infty} \exp\left(-\frac{s_1}{2} u\right) \times$ $\times \frac{y}{\sqrt{u^2 + y^2}} K_1\left(\frac{s_1}{2}\sqrt{u^2 + y^2}\right) f(x - u)\, du$ $G(x) = v \int_0^{\infty} Q(x, y)\, dy; \quad \frac{dG(x)}{dx} = v \int_0^{\infty} \frac{\partial Q(x, y)}{\partial x} dy$
	$\bar{x} = \frac{x}{l}; \ \bar{y} = \frac{y}{l};$ $\bar{t} = \frac{t}{l}; \ \bar{a} = \frac{a}{l}; \ \bar{b} = \frac{b}{l};$ $\mathrm{Pe_т} = \frac{vl}{A} = sl$ $\frac{\partial^2 q}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 q}{\partial \bar{y}^2} + \mathrm{Pe_т} \frac{\partial q}{\partial \bar{x}} = 0$	$f(t) = \begin{cases} 0; -\infty < t < a \\ f(t); \ a \leqslant t \leqslant b \\ 0; \ b \leqslant t < \infty \end{cases}$	$Q(\bar{x}, \bar{y}) = \frac{\mathrm{Pe_т}}{2\pi} v \int_0^1 \exp\left[-\frac{\mathrm{Pe_т}}{2}(\bar{x} - \bar{t})\right] \times$ $\times \frac{\bar{y}}{\sqrt{(\bar{x} - \bar{t})^2 + \bar{y}^2}} \cdot K_1\left[\frac{\mathrm{Pe_т}}{2}\sqrt{(\bar{x} - \bar{t})^2 + y^2}\right] \times$ $\times f(\bar{t})\, d\bar{t}$

ТАБЛИЦА 11.6. Формулы для определения поля концентраций от источника в виде цилиндра при радиальном стоке через его поверхность

Эскиз	Дифференциальное уравнение	Граничные условия	Решение дифференциального уравнения при заданных граничных условиях. Формула для расхода вещества G
 $\beta = \frac{L}{2\pi A}$; $\beta_1 = \frac{L}{2\pi}$	$\frac{d}{dr}\left(A\frac{dq}{dr}\right) + \frac{A+\beta_1}{r}\cdot\frac{dq}{dr} = 0$ $A = f(r)$	$r = r_0$; $q = q_0$; $r = \infty$; $q = 0$ исследуемая область $r > r_0$	$q(r) = q(r_0)\left[1 - \frac{e^{-\beta_1\int\frac{dr}{Ar}\Big\vert_{r_0}^{r}}}{e^{-\beta_1\int\frac{dr}{Ar}\Big\vert_{r_0}^{\infty}}}\right]$ $G = 0$
 $\beta = \frac{L}{\pi A}$	$A = A_0 r^{4/3}$	Те же	$q(r) = q(r_0)\left[1 - \frac{e^{\alpha r_0^{-4/3}} - e^{\alpha r^{-4/3}}}{e^{\alpha r_0^{-4/3}} - 1}\right]$ $\alpha = \frac{3}{4}\cdot\frac{\beta_1}{A_0}$ $G = 0$
 $\beta_1 = \frac{L}{\pi}$			
 $\beta = \frac{L}{\varphi A}$; $\beta_1 = \frac{L}{\varphi}$	$\frac{d^2q}{dr^2} + \frac{1+\beta}{r}\cdot\frac{dq}{dr} = 0$ $A = \text{const}$	»	$q_0 = \left(\frac{r_0}{r}\right)^{\beta} q_0$ $G = 0$

Дополнительное обозначение: L — количество воздуха, отсасываемое через 1 погонный метр длины цилиндра, м³/(м·с).

В таблицах (табл. II.6—II.8) даны решения, определяющие поля концентраций в потоке воздуха вокруг источников примеси, расположенных в пространстве.

В табл. II.6 дано решение для источника выделения вредности в виде цилиндра при радиальном стоке воздуха через его поверхность. Это соответствует случаю, когда токсичная среда в оборудовании находится под разрежением, а в стенках оборудования возможны неплотности, равномерно расположенные по поверхности.

Полученные формулы могут быть также применены для определения концентраций около оборудования, из которого вредные вещества выделяются через длинную щель (например, щель между стенкой и крышкой ванны, между стенкой открытой ванны и вытяжным зонтом).

Вывод сделан в предположении, что коэффициент турбулентного обмена — произвольная функция радиуса. Для двух частных случаев $(A = \text{const},\ A = A_0 r^{4/3})$, представляющих особый интерес для вентиляционных расчетов, получены решения в элементарных функциях от радиуса. Случай $A = A_0 r^{4/3}$ соответствует теории однородной изотропной турбулентности академиков А. Н. Колмогорова и А. М. Обухова.

Необходимость определения состояния воздушной среды на рабочих местах у обдуваемого ветром оборудования, расположенного открыто, привела к решению, представленному в табл. II.7. В качестве модели принято, что источники выделения вредных веществ расположены на поверхности цилиндра, находящегося в плоскопараллельном потоке воздуха.

Специально рассмотрен частный случай, соответствующий граничному условию

$$f(\varphi) = e^{-r_0 \cos \varphi} \qquad (II.42)$$

Условие (II.42) находится в хорошем согласии с распределением концентраций, которое имеет место в опытах.

Решение, приведенное в табл. II.7, может быть также использовано для определения эффективности местного отсоса в виде панели равномерного всасывания большого размера, перед которой расположен источник выделения вредных веществ в виде цилиндра.

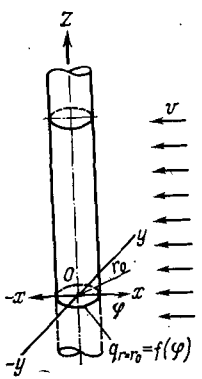
С. И. Стриженов [37] исследовал распространение примеси от источника в виде полусферы (см. рис. на табл. II-8) при стоке воздуха через ту же поверхность полусферы.

В табл. II.8 приведено исходное дифференциальное уравнение в сферических координатах и его решение при граничных условиях, указанных в таблице.

Интересно отметить, что и в данном случае расход вещества через поверхности равных концентраций ($q = \text{const}$) равен нулю $G = 0$, как это показано выше (см. табл. II.3).

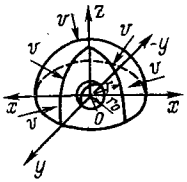
Такое же положение характерно также для распространения вредных веществ от бесконечного цилиндра при стоке воздуха че

ТАБЛИЦА II.7. Формулы для расчета поля концентраций от источника, находящегося на поверхности цилиндра, обдуваемого плоско-параллельным потоком

Эскиз	Дифференциальное уравнение	Граничные условия	Решение дифференциального уравнения при заданных граничных условиях
	$A\left[\frac{\partial^2 q}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 q}{\partial y^2}\right]+v\frac{\partial q}{\partial x}=0$ Замена $q[x,\ y]=e^{-\frac{s}{2}x}w[x,\ y]$ при $s=\frac{v}{A}=2$ $q[x,\ y]=e^{-x}w[x,\ y]$	1. Исследуемая область $x^2+y^2\geqslant r_0^2$ $q_{x^2+y^2=r_0^2}=f(\varphi)$ $q_{x^2+y^2=\infty}=0$ $w(r,\ \varphi)\Big\vert_{r=r_0}=e^{x}f(\varphi)=F(\varphi)$ $w(r,\ \varphi)\Big\vert_{r=\infty}=0$	$q(x,\ y)=e^{-\frac{s}{2}x}\sum_{\text{к}=0}^{\infty}w_{\text{к}}(r,\ \varphi)=$ $=\frac{a_0}{2}K_0\left[\frac{s}{2}r\right]+\sum_{\text{к}=1}^{\infty}[a_{\text{к}}\cos\text{к}\varphi+$ $+b_{\text{к}}\sin\text{к}\varphi]K_{\text{к}}\left[\frac{s}{2}r\right]$ $a_0=\frac{1}{K_0[r_0]}\cdot\frac{1}{\pi}\int_0^{2\pi}F(\varphi)\,d\varphi$ $a_{\text{к}}=\frac{1}{K_{\text{к}}\left[\frac{s}{2}r_0\right]}\cdot\frac{1}{\pi}\int_0^{2\pi}F(\varphi)\cos(\text{к}\varphi)\,d\varphi$ $\text{к}=1,\ 2,\ 3\ldots$ $b_{\text{к}}=\frac{1}{K_{\text{к}}\left[\frac{s}{2}r_0\right]}\cdot\frac{1}{\pi}\int_0^{2\pi}F(\varphi)\sin(\text{к}\varphi)\,d\varphi$ $\text{к}=1,\ 2,\ 3\ldots$

Эскиз	Дифференциальное уравнение	Граничные условия	Решение дифференциального уравнения при заданных граничных условиях.
	$\frac{\partial^2 w}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial w}{\partial r}+\frac{1}{r^2}\times$ $\times\frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2}-w=0$		где $r^2=\sqrt{x^2+y^2}$ $\varphi=\operatorname{arctg}\frac{y}{x}$ K_0, $K_к$ — Бесселевы (цилиндрические) функции
		2. $F(\varphi)=1$ $f(\varphi)=\frac{F(\varphi)}{e^x}=e^{-x}$ $q_{r=r_0}=f(\varphi)\,e^{-r_0\cos\varphi}$ $s=2$	$q(x,\ y)=ce^{-x}\,\frac{K_0(r)}{K_0(r_0)}$ $c=q_0$ при $\varphi=0$ и $r=r_0$
		3. Граничные условия те же, что в пункте 2, но s — любое	$q(x,\ y)=ce^{-\frac{s}{2}x}\,\frac{K_0\left(\frac{s}{2}r\right)}{K_0\left(\frac{s}{2}r_0\right)}$ $c=q_0$ при $\varphi=0$ и $r=r_0$

ТАБЛИЦА 11.8. Формулы для расчета поля концентраций от источника в виде полусферы при стоке через эту же поверхность

Эскиз	Дифференциальное уравнение	Граничные условия	Решение дифференциального уравнения при заданных граничных условиях. Формула для расхода вещества G
	$\frac{d^2q}{dr^2}+\left(\frac{\beta}{r^2}+\right.$ $\left.+\frac{2}{r}\right)\frac{dq}{dr}=0$	$r=r_0;\ q=q_0;$ $r=\infty;\ q=0$ исследуемая область $r>r_0$	$q=q_0\frac{1-e^{\beta/r}}{1-e^{\beta/r_0}}$ $G=0$
$\beta=\frac{L}{2\pi A}$	Дополнительное обозначение: L — количество воздуха, удаляемое местным отсосом, расположенным в точке 0, м³/с.		

рез его поверхность (см. табл. II.6). Через любую цилиндрическую поверхность с радиусом r расход вещества $G = 0$.

Во всех рассмотренных случаях в потоке воздуха, движущегося к источнику, создается поле концентраций вредных веществ. В случае плоскопараллельного потока, направленного перпендикулярно бесконечной плоскости, на которой равномерно расположены источники выделения вредных веществ, поле концентрации определяется экспоненциальным законом, который при граничных условиях $x=0$, $q = q_0$; $x = \infty$, $q = 0$ выражается простой формулой (II.37).

Из приведенных в таблицах формул и рис. II-17 видно, что чем больше расстояние x, тем меньше концентрация вредных веществ.

Если расстояние x мало, то даже при больших скоростях потока невозможно добиться значительного снижения концентраций.

Таким образом, неправильно мнение, что достаточно направить поток чистого воздуха на источник выделения вредного вещества, чтобы уже на минимальном расстоянии от него в направлении навстречу потоку концентрации вредного вещества были бы равны нулю.

Но вместе с тем возникает вопрос, каков физический механизм переноса вредных веществ навстречу потоку. При молекулярной диффузии это беспорядочное движение молекул во все стороны, в том числе и в сторону, направленную против движения потока.

Как правило, в вентиляционной технике скорости потоков воздуха на много порядков меньше скорости молекул. Поэтому вполне закономерно, что вредные вещества могут распространяться навстречу потоку молекулярной диффузией. Подставляя в формулы табл. II.3—II.9 коэффициент диффузии D, получим достоверный результат.

ве III будет рассмотрен процесс молекулярной диффузии навстречу потоку воздуха и показано, что через неплотности пре падок фланцев и крышек оборудования, токсичная среда в котором находится под разрежением, навстречу потоку воздуха может проникать наружу значительное количество вредного вещества, если концентрация его в оборудовании на несколько порядков выше ПДК.

В обычных условиях, когда соотношение концентраций у источника и в окружающей среде невелико, молекулярный перенос незначителен и им можно пренебречь.

В вентиляционных устройствах и вентилируемых помещениях потоки воздуха турбулентны, вызываемые ими процессы перемешивания интенсивны.

Для решения задач промышленной вентиляции теория турбулентности имеет большое значение, поэтому приведем основные положения этой теории.

Термин «турбулентность» широко применяется для характеристики движения жидкости, но, как отмечается в литературе, в настоящее время еще не выработано полное и универсальное определение этого термина.

В 1937 г. Тейлор и Карман предложили следующее определение: «Турбулентность — это неупорядоченное движение, которое в общем случае возникает в жидкостях, газообразных или капельных, когда они обтекают непроницаемые поверхности или же когда соседние друг с другом потоки одной и той же жидкости следуют рядом или проникают один в другой».

В этом определении подчеркнута неупорядоченность течения и невозможность описать его во всех деталях как функцию времени и пространственных координат. Но турбулентное течение не настолько неупорядоченно, что не поддается вообще никакому математическому анализу.

Турбулентное движение можно описать статистически с помощью законов теории вероятности и найти определяющие его средние значения величин скорости, давления, температур. Исходя из этого, Хинце [38] предлагает следующее определение турбулентности: «Турбулентное движение предполагает наличие неупорядоченности течения, в котором различные величины претерпевают хаотические изменения по времени и пространственным координатам и при этом могут быть выделены статистически точные их осредненные значения».

Однако и это более полное определение не отражает характерные свойства турбулентности. Необходимо к ним добавить еще два признака. Е. М. Минский и В. Г. Невзглядов [39, 40] отмечают как первый главный признак турбулентности — перемешивание и в связи с этим пульсацию скоростей.

В отличие от молекулярного перемешивания масштабы движения, вызывающего турбулентный перенос, соизмеримы с масштабами объекта, в котором происходит процесс турбулентного пере-

мешивания; в этом случае процесс перемешивания зависит от размеров объекта.

Вторым признаком следует считать характерную для турбулентных течений высокую диссипативность энергии.

При ламинарном движении, которое также диссипативно, кинетическая энергия непосредственно переходит в тепло в результате молекулярного взаимодействия (трения между слоями жидкости, движущимися с разными скоростями).

При турбулентном течении [41] кинетическая энергия главного движения тратится сначала на создание дополнительных движений (поперечных пульсаций). Эти пульсации, соизмеримые с размерами объекта, в котором происходит течение, переносят отнятую от главного движения энергию почти по всей массе двигающейся жидкости, стремясь распределить ее равномерно. Энергия крупных вихрей, соизмеримых с масштабом всего потока в целом, вызывает более мелкие вихри. Наблюдается «поток энергии», непрерывно передаваемый от пульсаций бо́льших масштабов к пульсациям меньших масштабов. В вихрях мелких масштабов, где градиент скоростей большой и существенны силы вязкости, кинетическая энергия переходит в тепло.

Количество кинетической энергии ε, переходящей от главного движения к турбулентным пульсациям и диссипируемой в единице массы жидкой среды в единицу времени, является важной характеристикой турбулентного потока. Размерность диссипируемой энергии легко находится из приведенного выше определения

$$\varepsilon = \frac{\text{кинетическая энергия}}{\text{масса} \cdot \text{время}} = \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2/\text{с}^2}{\text{кг} \cdot \text{с}} = \frac{\text{м}^2}{\text{с}^3}$$

Ниже будут даны способы определения диссипируемой энергии в воздухе вентилируемых помещений.

Турбулентность, возникшую в пограничном слое у твердой поверхности, называют пристеночной в отличие от свободной турбулентности, возникающей в безграничной среде, в которой потоки двигаются с разными скоростями. Характерным примером свободной турбулентности является затопленная струя.

Для описания турбулентного течения могут быть применены метод Эйлера или Лагранжа. При использовании метода Эйлера рассматривается изменение характеризующих поток величин относительно фиксированной системы координат. По методу Лагранжа изучается изменение тех же величин, но связанных с частицами или молями данной жидкости при их движении в потоке.

Характерные для турбулентного течения вихри являются причиной пульсаций скоростей. При определенных условиях вызванные вихрями пульсации могут быть одного порядка со скоростью главного потока, а в отдельные моменты даже превосходить ее. В некоторой мере вихри в турбулентном потоке можно рассматривать как отдельные включения в поток. На поверхности вихрей при обтекании их потоком могут образовываться давления, отлич-

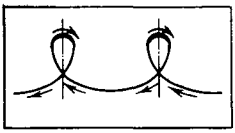


Рис. II-20. Возможная траектория частицы среды в турбулентном потоке.

ные от давления в окружающей среде. В результате может возникнуть комплекс сил, действующий на вихрь и заставляющий его двигаться навстречу общему потоку, как, например, лодку, идущую под парусом навстречу ветру.

В вихрях, движущихся с потоком, могут быть отдельные точки, имеющие в данный момент направление навстречу главному потоку движения (рис. II-20).

Таким образом, возможность образования вихрей, двигающихся полностью или в отдельных точках навстречу основному потоку, не противоречит физике явления. Вероятность таких вихрей зависит от конкретных условий.

Наибольшая вероятность образования вихрей и больших пульсаций возникает в проходящем через канал потоке, вытекающем из среды, диссипация кинетической энергии в которой значительна.

Значительные вихри и пульсации образуются в потоке особенно в тех случаях, когда скорость его невелика. Эти условия характерны для ряда вентиляционных устройств (например, местные отсосы) и создавались в специально поставленных опытах, описание которых приведено ниже.

Как уже отмечалось, турбулентное движение характеризуется тем, что, несмотря на совершенно произвольное колебание мгновенной скорости, осредненная скорость за достаточно продолжительный период времени остается постоянной. Это именно та осредненная скорость, которую учитывают при измерении расхода жидкости. Следовательно, в поперечных направлениях, в которых нет расхода жидкости, осредненные скорости за определенный промежуток времени τ должны быть равны нулю

$$\bar{v}_y = \frac{1}{\tau}\int_0^{\tau} v_y d\tau = 0$$
$$\bar{v}_z = \frac{1}{\tau}\int_0^{\tau} v_z d\tau = 0 \qquad (II.43)$$

В направлении главного потока мгновенная скорость

$$v_x = \bar{v}_x + v_x^* \qquad (II.44)$$

где v_x — средняя скорость; v_x^* — мгновенная пульсационная скорость.

Поскольку усредненная скорость за время τ

$$v_x = \frac{1}{\tau}\int_0^{\tau} v_x d\tau \qquad (II.45)$$

следовательно

$$\int_0^{\tau} v_x^* d\tau = 0 \qquad (II.46)$$

Таким образом, среднее значение пульсаций (с учетом их знака) и в главном направлении равно нулю

$$\overline{v_x^*} = 0 \qquad (II.47)$$

Для характеристики турбулентности важно знать величину отклонения мгновенных скоростей от средней. За такую величину можно бы было принять среднюю абсолютную пульсацию, т. е. $|\overline{v^*}|$, но оказалось более удачным выражать интенсивность турбулентности v' как корень квадратный из среднеквадратичной величины мгновенных турбулентных пульсаций скорости:

$$v' = \sqrt{(\overline{v^*})^2} \qquad (II.48)$$

Турбулентность характеризуют также величиной относительной интенсивности

$$\text{Ка} = \frac{v'}{v} \qquad (II.49)$$

которая по предложению Л. Г. Лойцянского [6] названа критерием Кармана.

В канале на значительном удалении от входа воздуха устанавливается постоянный профиль скоростей, движение стаиовится автомодельным и критерий Кармана не изменяет свое значение при изменении скорости v.

На начальном участке канала пульсации определяются турбулентностью среды, из которой происходит истечение, и критерий Кармана рассчитывают исходя из величины пульсаций в среде и скорости воздуха во всасывающем коллекторе.

С помощью критерия Кармана легко объяснить, почему одну и ту же среду в одном случае можно рассматривать как безвихревую, а в другом — как сильно турбулизированную. Если воздух всасывается с большой скоростью, то критерий Кармана имеет малую величину. Например, при работе аэродинамических труб на больших скоростях (15 м/с и выше) поток воздуха в коллекторах труб, как правило, можно считать безвихревым. Для многих всасывающих устройств вентиляционной техники характерны незначительные скорости всасывания (0,3—1,5 м/с) одного порядка с величинами подвижности воздуха в помещении (около 0,5 м/с). Поэтому критерий Кармана на начальном участке этих устройств может быть значительным и достигать единицы и более. Не учитывать турбулентность среды в этом случае и рассматривать ее как безвихревую нельзя.

В турбулентном течении пульсации во всех направлениях в разных точках потока неодинаковы. Это различие особенно велико в местах, где генерируется турбулентность, т. е. около твердых стенок, где наблюдается большой градиент скоростей. Пульсации вдоль главного направления движения обычно значительно больше поперечных пульсаций. В местах, где градиент скоростей больше, можно ожидать и бо́льшие пульсации. Таким образом, в местах

образования турбулентности наблюдается неоднородная, неизотропная (не равная по разным направлениям) турбулентность. Но такая неравномерность не распространяется на все течение. Вдали от стенок, там, где градиент скоростей мал или отсутствует, сама природа турбулентности приводит к выравниванию пульсаций по величине и направлению.

Турбулентный поток называют однородным, если средние величины пульсаций в любой точке не зависят от ее положения, а средние значения величин, зависящих от нескольких точек (градиенты скоростей, корреляции и др.), являются функцией их относительного расположения, т. е. зависят только от разности координат этих точек.

Однородный турбулентный поток, пульсации которого не зависят от направлений, называется изотропным. Если рассматривать такой поток с точки, двигающейся со скоростью, равной средней скорости главного движения, то будет наблюдаться равномерное распределение пульсационных скоростей во всех направлениях.

Л. И. Седов [42] отмечает, что однородное изотропное турбулентное движение можно рассматривать как простейший вид турбулентного движения. В возмущенной жидкости, движущейся по инерции, под действием внутренних сил вязкости, происходит диссипация кинетической энергии. Движение характеризуется затуханием и выравниванием возмущений.

Подобно тому, как неустановившееся течение заменяют установившимся предельным движением, с определенным допущением турбулентное движение разрешается считать изотропным и однородным.

Из опытов следует, что турбулентное движение, возникающее позади быстро двигающихся решеток, можно рассматривать как однородное изотропное турбулентное движение. Аналогичное явление наблюдается при продувании воздуха через неподвижную решетку. Однородная изотропная турбулентность наблюдается в аэродинамических трубах.

В. М. Летхер [43] на основе практических замеров считает, что поток, близкий к изотропному, возможен в шлюзовых галереях за решетками, в трубах и каналах вблизи оси потока, в нижнем бьефе водосливных плотин за гасителями энергии.

Движение, близкое к однородному изотропному, возможно в обратных потоках вентилируемых помещений и струях на большом удалении от сопла.

Свойство изотропии можно наблюдать при рассмотрении потока в системе координат, движущейся со скоростью, равной средней скорости потока.

А. Н. Колмогоров [44] и А. М. Обухов [45] разработали теорию локальной изотропной турбулентности. Была рассмотрена жидкость вдали от твердых стенок и изучена турбулентность в масштабах λ, малых по сравнению с основными масштабами турбулентности l. Свойства турбулентности в масштабах λ можно рассматри-

вать как локальные. Предполагается, что такая мелкомасштабная турбулентность обладает свойствами изотропности.

Это значит, что на участках, размеры которых малы по сравнению с l, свойства турбулентного движения одинаковы во всех направлениях; в частности, они не зависят от направления скорости усредненного движения.

Необходимо подчеркнуть, что при рассмотрении свойств турбулентного движения на малом участке жидкости следует подразумевать относительное движение частиц жидкости на этом участке, а не абсолютное движение частиц всего участка, которое связано с движением более крупных вихрей.

А. Н. Колмогорову и А. М. Обухову удалось охарактеризовать свойства локальной турбулентности из соображений подобия.

Параметры, определяющие свойства турбулентного движения на участках малых по сравнению с l, но больших по сравнению с расстоянием λ_0 (на которых начинает проявляться вязкость жидкости) являются: ε — энергия диссипируемая в единицу времени в единице массы жидкости; характерный размер λ и плотность среды ρ.

Из указанных величин для характеристики пульсационных скоростей можно составить только одну комбинацию с размерностью скорости. Поэтому в соответствии с теорией размерности можно полагать, что

$$v' \sim (\varepsilon\lambda)^{1/3} \tag{II.50}$$

Исходя из теории размерности можно предположить, что коэффициент турбулентного обмена A также будет пропорционален

$$A \sim v'l \tag{II.51}$$

Подставляя соотношение (II.50) в соотношение (II.51) и принимая $\lambda \sim l$, получим

$$A \sim \varepsilon^{1/3} l^{4/3} \tag{II.52}$$

Таким образом, представилась возможность установить, от каких величин зависит коэффициент турбулентного обмена.

Следующая задача — выразить входящие в соотношение (II.52) величины через параметры условий однозначности и определить значение коэффициента пропорциональности в этом соотношении.

В вентилируемом помещении энергия, вносимая в воздушную среду и затухающая в ней, слагается из энергии приточных и тепловых струй и энергии движущихся по помещению предметов. Из этой суммы следует вычесть энергию, затрачиваемую на циркуляцию воздуха в вертикальной плоскости при неизотермических условиях. В первом приближении этот расход энергии можно не учитывать.

Энергия приточных струй, отнесенная к единице массы воздуха помещения и к единице времени, составляет

$$\varepsilon_{\text{п. с}} = \frac{M\alpha v^2}{2M_{\text{п}}} \tag{II.53}$$

где M — масса воздуха, подаваемого в помещение за 1 с, кг/с; α — попра-

вочный коэффициент на скоростное давление; v — средняя скорость выхода воздуха из приточных отверстий, м/с; $M_п$ — масса воздуха в объеме помещения, кг.

Выразим величины, входящие в уравнение (II.53)

$$M_п = V\rho \qquad M = L\rho \qquad \frac{L}{V} = Kp \tag{II.54}$$

где V — объем помещения, м³; ρ — плотность воздуха в помещении, кг/м³; L — количество подаваемого воздуха, м³/с; Кр — кратность воздухообмена, с$^{-1}$.

Подставив зависимости (II.54) в уравнение (II.53), получим (в м²/с³)

$$\varepsilon_{п.с} = \frac{\alpha L v^2}{2V} = Kp\,\frac{\alpha v^2}{2} \tag{II.55}$$

Таким образом, количество энергии, вносимой приточными струями, а следовательно, и турбулентное перемешивание в вентилируемом помещении пропорциональны кратности воздухообмена и квадрату скорости выхода воздуха из приточных насадков.

Количество механической энергии, вносимой в воздух помещения тепловыми струями ($E_{т.с}$) и затухающей в единице массы воздуха в единицу времени ($\varepsilon_{т.с}$), может быть определено по формуле И. А. Шепелева [14] или по формулам, приведенным в табл. II.2 (в м²/с³)

$$\varepsilon_{т.с} = \frac{E_{т.с}}{V\rho} = g\,\frac{\overline{Q}z}{c_p T_0 \rho}\cdot\frac{1+n}{4n} \tag{II.56}$$

или

$$\varepsilon_{т.с} = C_7\,\frac{\overline{Q}}{\rho}\,z \tag{II.57}$$

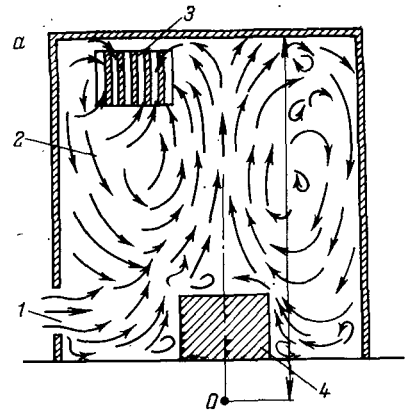
где $\overline{Q}$ — теплонапряженность объема $\overline{Q} = Q/V$ в формуле (II.56) в Втм/³ или ккал/(м³·с), а в формуле (II.57) — в Вт/м³ или в ккал/(м³·ч); C_7 — коэффициент, принимаемый по табл. II.2; n — экспериментальная константа ($n \approx 0{,}8$).

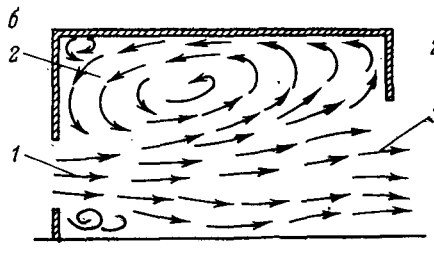
Энергию, вносимую в помещение движущимися предметами в единицу времени (в Вт), можно определить по формуле

$$E_{д.п} = \frac{kF_п v^3}{2}\,\rho\,\frac{\tau}{3600} \tag{II.58}$$

где k — коэффициент аэродинамического сопротивления движущегося предмета; $F_п$ — площадь поперечного сечения движущегося предмета, м²; v — скорость движущегося предмета, м/с; τ — средняя продолжительность (в с) движения предмета с данной скоростью v за 1 ч.

Кинетическую энергию, уносимую воздухом, который удаляется из помещения, можно не учитывать, если скорость воздуха в вытяжных отверстиях создается не кинетической энергией приточных или тепловых струй, а потенциальной энергией (разностью давлений). Как правило, в вытяжных отверстиях устанавливается ре-





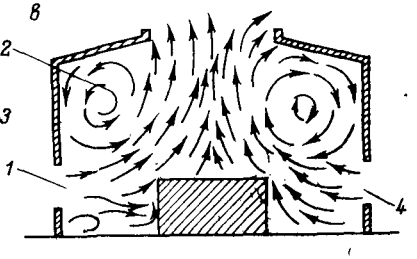


Рис. II-21. Схема обобщенной вентиляции помещения:

а — вытяжка через жалюзийную решетку — вынос кинетической энергии с удаляемым воздухом минимальный; *б* — сквозное проветривание — открытые вытяжные отверстия расположены напротив приточных; *в* — сквозное проветривание — открытые вытяжные отверстия, расположенные над источником тепла; *1* — приточные отверстия; *2* — вентилируемое помещение; *3* — вытяжные отверстия; *4* — источник тепла.

шетка (рис. II-21, *а*), через которую не проходят крупные и средние энергосодержащие вихри, поэтому энергия пульсаций в удаляемом воздухе невелика. Кинетическую энергию, уносимую вытяжным воздухом, следует учитывать только при расположении вытяжных отверстий, не защищенных решетками, напротив приточных (рис. II-21, *б*) или над источниками тепла (рис. II-21, *в*).

На рис. II-22 схематично показаны вихри турбулентной среды и каналы вентиляционных устройств, всасывающие воздух из этой среды. Исследуется перенос примесей в начальном участке каждого всасывающего канала. В канал размером l_1 (рис. II-22, *а*) попадают все вихри, размер которых меньше l_1. Вихри большего размера обтекают канал и внутрь его не входят. В канал размером l_2 (рис. II-22, *б*) попадают только вихри размером, меньшим l_2; еще меньшее количество вихрей попадает в канал с наименьшим размером l_3 (рис. II-22, *в*). Можно предположить, что чем меньше вихрей в канале, тем менее интенсивно будет в нем турбулентное перемешивание.

Приведенное рассуждение в некоторой мере объясняет зависимость коэффициента обмена от размера объекта, обнаруженную экспериментально Ричардсоном, изучавшим турбулентную диффузию облаков в атмосфере

$$A = cl^{4/3} \qquad (II.59)$$

где c — коэффициент, равный согласно опытам 0,37 см$^{2/3}$/с = 0,01715 м$^{2/3}$/с; l — размер облака, м.

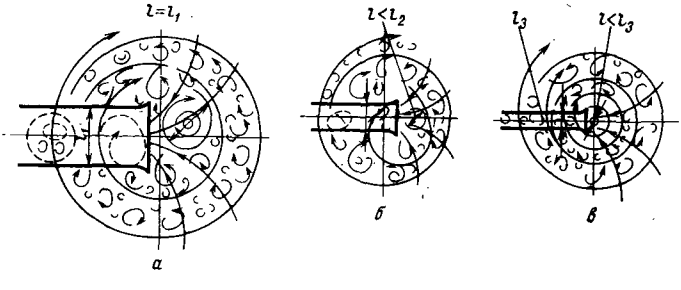


Рис. II-22. К пояснению зависимости коэффициента турбулентного обмена A от размера изучаемого объекта l.

Опыты автора также подтвердили зависимость коэффициента турбулентного обмена от размера объекта, в котором происходит процесс турбулентного перемешивания.

А. М. Обухов [45], исходя из теории А. Н. Колмогорова, принял в соотношении (II.50) пропорциональность $\lambda \sim l$ и, подставляя выражение для v' из этого соотношения в зависимость (II.51), нашел

$$A \sim \varepsilon^{1/3} l^{4/3} \tag{II.60}$$

Сравнивая соотношения (II.59) и (II.60), можно выяснить, от чего зависит коэффициент c в формуле (II.59)

$$c = s\varepsilon^{1/3} \tag{II.61}$$

где s — коэффициент пропорциональности.

Можно определить значение коэффициента пропорциональности s, если принять, как рекомендует Д. Брент [46], что 2% энергии солнечных лучей, падающих на землю, диссипируются в атмосфере, что составляет на единицу ее массы в единицу времени $\varepsilon = 5 \cdot 10^{-4}$ м^2/с^3, то

$$s = \frac{c}{\varepsilon^{1/3}} = \frac{0{,}01715}{(5 \cdot 10^{-4})^{1/3}} = 0{,}22 \tag{II.62}$$

Автором были поставлены опыты для определения коэффициента обмена в зависимости от определяющего размера l и величины кинетической энергии ε, затухающей в помещении [47]. В воздухе замеряли концентрации примеси, распространяющейся от источника во встречном потоке воздуха при разных l всасывающего канала, различной величине диссипируемой энергии в помещении, откуда засасывался воздух в канал, и с разными парами и газами (аммиак, пары ртути и толуола).

Опытные установки (№ 1 и № 2), схема которых показана на рис. II-23, представлялн собой аэродннамические каналы. Воздух в каналы поступал из вентилируемого объема, в воздушной среде которого определялся коэффициент турбулентного обмена

В иулевое сечение аэродинамнческого канала равномерно подавалась прнмесь н создавалась повышенная ее концентрация. Изучалось распростра-

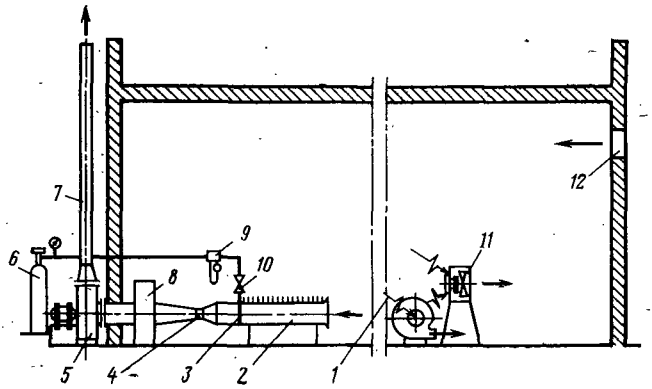


Рис. II-23. Схема опытных установок:
1 — центробежный вентилятор; *2* — аэродинамический канал; *3* — место подачи газа-примеси в аэродинамический канал; *4* — труба Вентури; *5* — вытяжной вентилятор; *6* — баллон с газом; *7* — воздуховод; *8* — регулировочная камера; *9* — реометр; *10* — вентиль; *11* — осевой вентилятор; *12* — приточное отверстие.

нение примеси в аэродинамическом канале вверх по потоку воздуха от нулевого сечения. В опытах варьировались начальные концентрации примеси в нулевом сечении (q_0), скорости движения воздуха в канале (v), величина диссипируемой энергии (ε) в массе воздуха вентилируемого объема. Величину ε изменяли путем подачи в вентилируемый объем с помощью вентиляторов струй с разными расходами и скоростями.

Приточные струи, подаваемые в вентилируемый объем, развивались вдали от ограничивающих его твердых стенок и вызывали возмущения от пропорциональных всему объему помещения до мелких вихрей, в которых происходит превращение механической энергии в тепловую. Доля кинетической энергии, превращающейся в тепловую около твердых стенок, при этом оказывается незначительной. Количество энергии (ε), диссипируемое в единицу времени в единице массы воздуха, определяли по формуле (II.55).

Опытные установки имели всасывающие отверстия следующих размеров: установка № 1 — 0,132 × 0,495 м, установка № 2 $d = 0{,}15$ м и установка № 3 — 0,8 × 0,9 м.

Установки № 1 и 2 представляли собой аэродинамические трубы. В начале аэродинамической трубы устанавливался коллектор, обеспечивающий плавный вход воздуха в трубу без дополнительных вихрей. На определенном расстоянии от входного коллектора в трубе располагалось устройство для подачи газа (аммиака).

В установке № 1 устройство для подачи газа в аэродинамическую трубу представляло собой гребенку из газораздаточных трубок, в которых по всей высоте были сделаны отверстия диаметром 1,5—2 мм.

В установке № 2 газ подавали через две концентрически расположенные трубки с отверстиями 1,8 мм. В обеих установках отверстия в трубках были сделаны с заветренной стороны и газ выходил перпендикулярно или параллельно в направлении движения воздуха по аэродинамической трубе. Скорость выхода газа из отверстий в трубках была в 3—4 раза меньше скорости воздуха в аэродинамической трубе. Это предотвращало попадание струи газа в пространство перед газораздаточными трубками.

В различных точках по длине аэродинамических труб с помощью индикаторных трубок для газоанализаторов УГ-1 и УГ-2 определяли концентрации примеси (аммиака) в воздухе.

Чтобы иметь возможность проводить анализ одновременно в 20—30 точках, для просасывания воздуха через индикаторные трубки использовали стеклянные пипетки объемом от 5 до 1000 см³, заполненные водой. Во время анализа воду из пипеток выпускали и вместо нее через индикаторные трубки просасывали воздух. Для увеличения диапазона измеряемых концентраций и повышения точности измерения при очень малых концентрациях количество просасываемого через трубкн воздуха увеличивали до 1000 см³.

Концентрации (в г/м³) определяли по формуле

$$q = \frac{kh}{V_в} \qquad (II.63)$$

где k — тарировочный коэффициент, мг/(мм·10⁶); h — высота окрашенного столбика в индикаторной трубке, мм; $V_в$ — количество воздуха, пропущенного через индикаторную трубку, см³.

Коэффициент k — величина переменная, зависящая от количества воздуха $V_в$, просасываемого через трубку, и определяемая тарировкой на специальной установке. С увеличением $V_в$ коэффициент k уменьшается.

После полного освобождения пипеток от воды за 3—10 мин воздух поступал в них еще в течение 2 мин. За это время разрежение в пипетке падало почти до нуля. Как показали измерения, в пипетках объемом 250 см³ через 1 мин после окончания стекання воды разрежение не превышало 10 Па. Для предотвращения проникновения воздуха в пипетку через шланг, по которому вода стекала из пипетки, конец шланга был укреплен на дне корыта, заполненного водой. Примененная методика, позволила замерять концентрации от 0,1 до 8000 мг/м³. Таким образом, измерялось поле концентрации, в котором отношение самой малой измеряемой концентрации к наибольшей (начальной) было равно 1 : 80 000.

Опытами автора, а также других исследователей [48] было установлено, что при измерении малых концентраций средняя квадратичная ошибка не превышает 10% измеряемой величины ($\sigma_q = 0{,}1\ q$), при больших концентрациях (более 1 мг/м³ для аммиака) средняя квадратичная ошибка уменьшается и составляет 5—7% измеряемой величины.

Ранее в паспортах приборов УГ-1 и УГ-2, разработанных Всесоюзным научно-исследовательским институтом охраны труда в г. Ленинграде, указывалась точность замера в процентах (±10%) от верхнего значения шкалы.

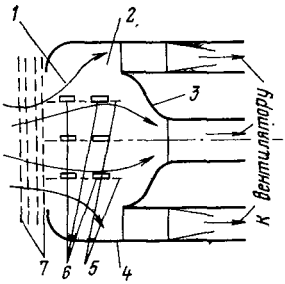
Такое завышение значения возможной ошибки измерений ставило под сомнение целесообразность применения прибора и индикаторных трубок к нему для измерения малых концентраций вредных веществ, так как при таких измерениях предполагаемая ошибка оценивалась почти в 100%.

В последних работах ВНИИОТ в г. Ленинграде возможная ошибка оценивается в размере ± 10% от определяемой концентрации [49], что соответствует, как установлено нами, действительной точности прибора и расширяет область его применения.

Опытная установка № 3 представляла собой вытяжной шкаф (рис. II-24). Концентрации в этом случае замеряли перед шкафом (в зоне, где находился работающий) на расстоянии до 0,3 м от обреза шкафа.

Воздух из шкафа отсасывали через верхнюю, нижнюю и заднюю плоскости, поэтому в его открытом рабочем сечении скорость воздуха была довольно равномерной (рис. II-25). Из-за больших размеров рабочего окна (0,9 × × 0,8 м) скорость воздуха в пределах рабочей зоны у шкафа (на расстоянии 0,3 м от шкафа) изменялась незначительно — от 0,57 до 0,3 м/с. В шкафу создавали повышенную концетрацию паров ртути и замеряли ее в плоскости рабочего окна шкафа (нулевое сечение) и на разных расстояниях от шкафа.

Кроме аналитического определения концентрации паров ртути был применен следующий способ. К рамкам (см. рис. II-25) были прикреплены фильтровальные бумажки, смазанные полежаевским раствором. Расположение бумажек по всему сечению шкафа давало возможность выявнть картину распределения концентраций перед шкафом по всей площади рабочего



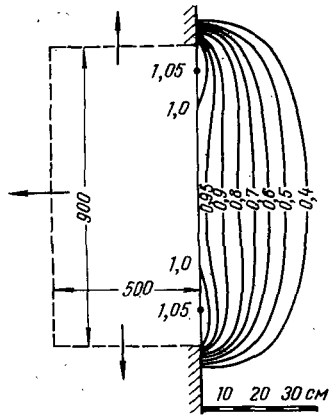


Рис. II-24. Опытная установка № 3:
1 — вытяжной шкаф; *2* — верхний отсос; *3* — задний отсос; *4* — нижний отсос; *5* — полки; *6* — чашки с ртутью; *7* — рамки с натянутыми проволоками для крепления индикаторных бумажек, пропитанных полежаевским раствором.

Рис. II-25. Спектр скоростей у открытого рабочего окна шкафа при отсосе воздуха через нижнюю, верхнюю и заднюю плоскости шкафа.

окна. Степень окраски бумажек была заранее протарирована, поэтому можно было не только качественно, но в определенной мере и количественно определять концентрацию паров ртути.

В течение опытов на всех трех установках постоянно контролировались концентрации вредного вещества в помещении и принимались меры к обеспечению чистоты воздуха в удалении от опытной установки.

Для того чтобы иметь возможность проводить опыты при разных величинах энергии, диссипируемой в воздухе помещений, устанавливали вентиляторы, создающие приточные струи. Изменяя расход и скорость выхода воздуха из вентилятора, меняли величину кинетической энергии, вносимой в помещение.

На рис. II-26 — II-28 приведены опытные данные о распределении концентраций по длине аэродинамической трубы от места ввода газа (нулевое сечение) до места входа воздуха, полученные на опытной установке № 1, а на рис. II-28 — такие же данные, полученные на установке № 2.

По оси ординат этих графиков отложены относительные концентрации $\bar{q} = q/q_0$, а по оси абсцисс — расстояния x (в м). Как видно из рис. II-14 и II-15, во всех опытах наблюдались концентрации вредного вещества в потоке воздуха, подтекающего к источнику загрязнения.

Исходя из полученных в опытах данных о распределении концентраций примесей во встречном потоке, можно определить величины коэффициентов турбулентного обмена A.

По опытным точкам (см. рис. II-14 и II-15) можно провести кривую, у которой углы между касательными к ней и осью x меняются от точки к точке. Это указывает на то, что коэффициент турбулентного обмена вдоль исследуемой части трубы был величиной пере-

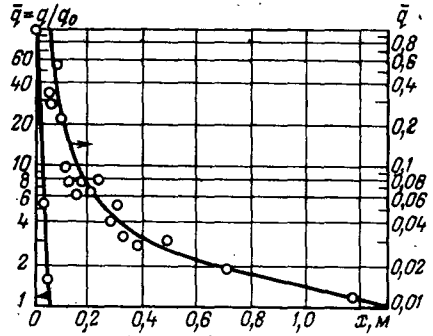


Рис. II-26. Распределение концентрации по длине аэродинамической трубы в опытной установке № 1. Опыт № 22: скорость в трубе $v = 0,18$ м/с, $Re = 2420$, диссипируемая в помещении энергия $\varepsilon = 7,8$ м^2/с^3.

менной. Поэтому дифференциальное уравнение распределения концентраций для этого случая будет иметь вид

$$\frac{d}{dx}\left(A\frac{dq}{dx}\right)+v\frac{dq}{dx}=0 \quad \text{(II.64)}$$

Проинтегрировав это уравнение, получим

$$A\frac{dq}{dx}+vq=C \quad \text{(II.65)}$$

где C — произвольная постоянная, которая определяется в зависимости от заданных граничных условий.

Тогда

$$A=\frac{C-vq}{dq/dx} \quad \text{(II.66)}$$

По смыслу задачи $q(x)$ и dq/dx стремятся к нулю при $v \to \infty$, поэтому, переходя в выражении (II.65) к пределу, получим

$$C=\lim\left(A\frac{dq}{dx}+vq\right)=0 \quad \text{(II.67)}$$

С учетом найденного значения C формула (II.66) примет вид

$$A=-\frac{vq}{dq/dx} \quad \text{(II.68)}$$

Чтобы упростить определение коэффициента A по графикам (рис. II-26 — II-28), преобразуем формулу (II.68). Учитывая, что

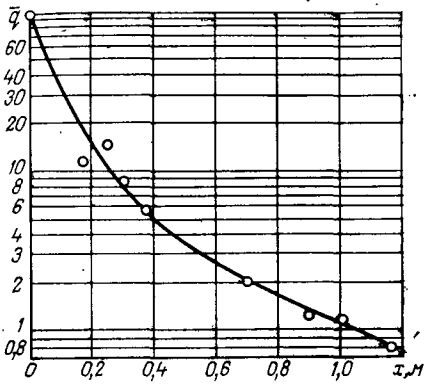
$$\frac{q}{dq/dx}=\frac{1}{d\ln q/dx} \quad \text{(II.69)}$$

найдем

$$A=-\frac{v}{d\ln q/dx}=-\frac{0,434v}{d\lg q/dx} \quad \text{(II.70)}$$

По графикам (II-26 — II-28), построенным в координатах $\lg\bar{q}$ и x, легко найти производную стоящего в знаменателе выражения (II.70) как тангенс угла наклона касательной к кривой в данном сечении к оси X.

На рис. II-29 для нескольких опытов, выполненных на установке № 1, показано изменение коэффициента турбулентного обмена по длине аэродинамической трубы, значения которого определены по формуле (II.70). В начале трубы, на участке за входным коллектором, коэффициент A имеет наибольшее значение. На некоторой части длины трубы коэффициент A практически остается



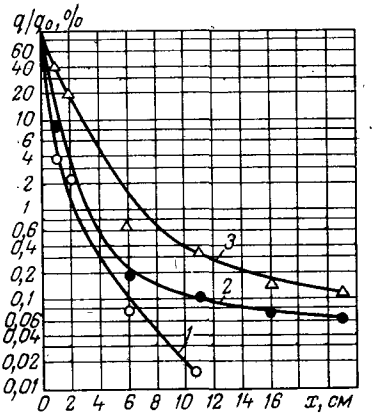


Рис. II-27. Распределение по длине аэродинамической трубы в опытной установке № 1 Опыт № 30: скорость в трубе $v = 1$м/с, $Re = 2400$, $\varepsilon = 79$ м²/с³.

Рис. II-28. Распределение концентраций навстречу потоку воздуха по длине аэродинамической трубы в опытной установке № 2:
1 — опыт № 29, скорость в трубе $v = 0{,}229$ м/с, $Re = 2300$, диссипируемая энергия $\varepsilon = 1{,}2 \cdot 10^{-2}$ м²/с³; *2* — опыт № 39, $v = 0{,}355$ м/с, $Re = 3500$, $\varepsilon = 1{,}2 \cdot 10^{-2}$ м²/с³; *3* — опыт №34, $v = 0{,}229$ м/с, $Re = 2300$, $\varepsilon = 7{,}2 \times 10^{-3}$ м²/с³.

постоянным, а затем уменьшается. При этом чем меньше скорость в аэродинамической трубе (т. е. чем меньше критерий Рейнольдса), тем интенсивнее уменьшается коэффициент A. Коэффициент A на начальном участке трубы характеризует турбулентность среды, из которой истекает воздух. Коэффициент обмена A изменяется по длине трубы в зависимости от режима течения, создающегося в трубе. Если величина критерия Рейнольдса невелика и приближается к критическому числу $Re = 2400$, то коэффициент A уменьшается. Если течение в трубе будет сильно турбулентным ($Re > 2400$), то возможно увеличение коэффициента A по длине трубы.

В опыте № 42 (рис. II-26) критерий Рейнольдса $Re = 2420$, т. е. близок к критическому значению. Несмотря на малую величину Re, на начальном участке аэродинамической трубы коэффициент A был большим. Это объясняется турбулизацией в среде, из которой происходит истечение. Ламинарный пограничный слой, возникающий около стенок трубы, занимает на начальном участке очень малую часть поперечного сечения трубы (рис. II-30). Из рис. II-29 видно, что коэффициент A был постоянным на длине, равной примерно 0,6 м.

Опытные установки № 1 и 2 можно рассматривать как своеобразные приборы, позволяющие определить турбулентность среды в помещении, в которой они расположены.

После участка трубы, где наблюдалось постоянство коэффициента A, следует участок, на котором при числах Re, близких

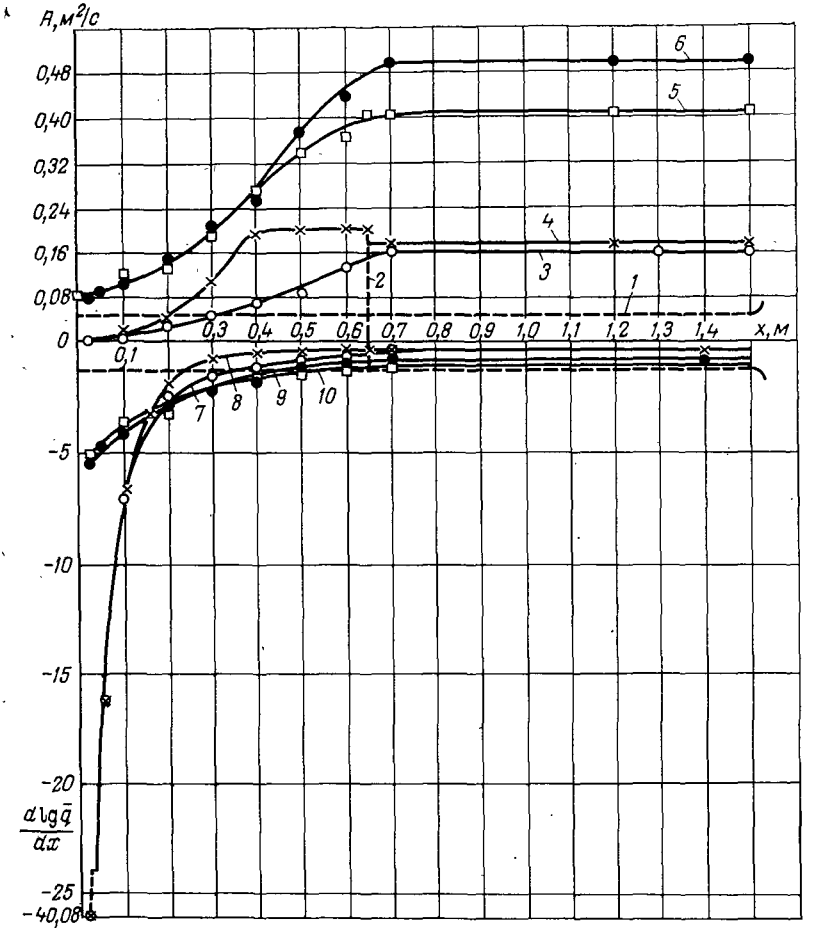


Рис. II-29. Изменение коэффициента турбулентного обмена по длине аэродинамической трубы [опытная установка № 1]:

1 — аэродинамическая труба; *2* — турбулизирующая решетка; *3—6* — кривые коэффициентов турбулентного обмена для разных опытов (см. таблицу); *7—10* — кривые значений производной.

№ кривой	№ опыта	Скорость в трубе v, м/с	Критерий Re	Диссипируемая в массе воздуха помещения энергия ε, м²/с³	№ кривой	№ опыта	Скорость в трубе v, м/с	Критерий Re	Диссипируемая в массе воздуха помещения энергия ε, м²/с³
3,7	22	0,18	2420	7,8	5,9	30	1,0	12 900	79,0
4,8	23 *	0,18	2420	9,8	6,10	31	1,0	12 900	81,0

* В трубе была устаиовлена турбулизирующая решетка.

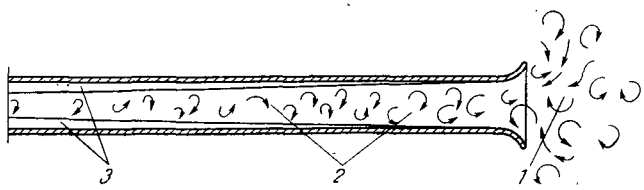


Рис. II-30. Схема течения в начальном участке аэродинамической трубы при $Re < Re_{кр}$: *1* — турбулентность воздуха в среде, из которой воздух поступает в аэродинамическую трубу; *2* — турбулентное ядро; *3* — ламинарный пограничный слой.

к критическим, коэффициент A резко уменьшался. Так, например, в опыте № 42 (установка № 1, $Re = 2420$) в пределах исследованной части трубы, на расстоянии 1,5 м от входа, значение коэффициента A снизилось до 0,0064 м²/с = 64 см²/с (см. рис. II-29). Такое значение приближается к величине коэффициента диффузии аммиака в воздухе $D = 0{,}234$ см²/с.

В опытах при меньших скоростях движения воздуха в трубе ($v = 0{,}16$ м/с, $Re = 2160$) и несколько меньшей турбулизации его в помещении коэффициент турбулентного обмена A на расстоянии 1,5 м от входа в трубу был еще меньше — 0,00057 м²/с = 5,7 см²/с, что только в 24 раза больше коэффициента диффузии аммиака в воздухе.

Таким образом, при приближении течения в трубе к ламинарному коэффициент обмена уменьшается, стремясь к значению коэффициента для молекулярной диффузии.

Этот вывод, полученный на основе экспериментов, имеет важное значение. Если сделать достаточно длинный канал и обеспечить в нем ламинарное течение, то можно добиться такого уменьшения коэффициента обмена, при котором в месте входа воздуха в канал концентрации вредных веществ будут практически равняться нулю даже при наличии очень высоких концентраций внутри емкости, к которой присоединен канал.

Длина $l_{ст}$ стабилизирующего участка канала, на котором устанавливается режим течения в зависимости от критерия Рейнольдса, может быть определена по формуле

$$l_{ст} = 0{,}03d^{*}\,Re_d \qquad (II.71)$$

где d — диаметр аэродинамической трубы, м.

При расположении внутри трубы решетки, вызывающей турбулизацию потока (см. рис. II-29, опыт № 43, $Re = 2420$), коэффициент обмена в месте ее установки несколько увеличивается. На некотором сравнительно небольшом участке трубы после решетки (0,25 м, т. е. немногим больше одного калибра) коэффициент

---

* В случае прямоугольного сечения трубы принимается эквивалентный диаметр $d_{эк}$.

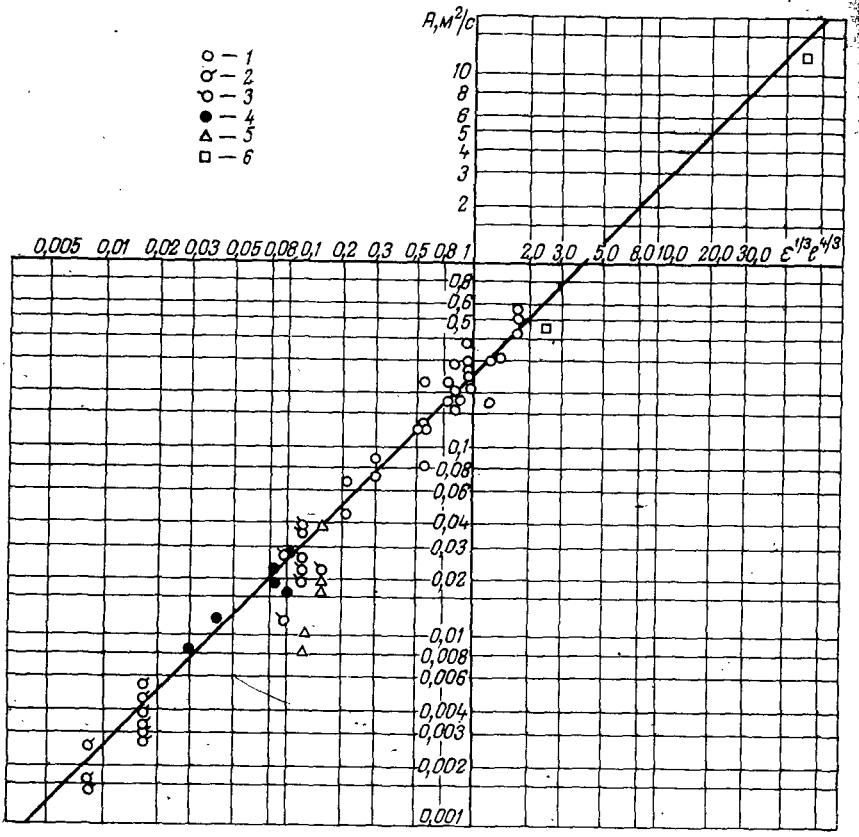


Рис. II-31. Опытная зависимость коэффициента A от диссипируемой энергии ε и масштаб наблюдения l:

1 — опытная установка № 1; *2* — опытная установка № 2; *3* — опытная установка № 2, для турбулизации воздуха в помещении действовал центробежный вентилятор (позиция *1* на рис. II-23); *4* — опытная установка № 3; *5* — опытная установка № 2, для турбулизации воздуха в помещении действовал осевой вентилятор; *6* — опыты Ричардсона.

обмена A остается постоянным. Далее по ходу движения воздуха коэффициент A быстро уменьшается, стремясь, как и в опытах без решетки, к величине, равной коэффициенту диффузии D.

Опыты с решеткой, вызывающей турбулизацию потока, позволили установить влияние турбулизирующих поток предметов, расположенных в трубе, на распространение примесей к воздуху. Эти опыты подтвердили также, что основным фактором, вызывающим перенос примесей, является турбулентное перемешивание.

Как уже отмечалось, в начале аэродинамического канала коэффициент турбулентного обмена соответствует турбулентности среды, из которой воздух поступает в канал. Поэтому представилась возможность установить зависимость коэффициента A от диссипи-

руемой энергии (ε) в массе воздуха помещения и определяющего размера канала (l).

На рис. II-31 представлены результаты обработки 49 опытов на установках № 1 и № 2. Найденные в каждом опыте значения коэффициентов турбулентного обмена A в начале аэродинамического канала сопоставлены с величинами $\varepsilon^{1/3}$ и $l^{4/3}$, имевшими место в каждом опыте.

На графике (рис. II-31) нанесены также результаты опытов на установке № 3, которые хорошо согласуются с результатами опытов на установках № 1 и № 2.

На графике приведены результаты четырех опытов (отмечены звездочкой*), в которых энергия в массу воздуха помещения вносилась закрученной струей осевого вентилятора (рис. II-23, поз. *4*) и не распространялась равномерно по всему помещению. Вследствие этого значения коэффициента A в этих опытах были значительно меньше, чем во всех остальных, и данные этих опытов из обработки были исключены.

В результате статистической обработки данных опытов найдено среднее значение коэффициента пропорциональности в зависимости (II.52), равное $C = 0{,}25$, и среднее квадратичное отклонение коэффициента C от среднего его значения $\sigma = 0{,}0608$.

Оценена точность, с которой определены найденные параметры. Специально проведенными опытами установлено, что средняя квадратичная ошибка в измерении концентраций не превышает $\sigma_q = 0{,}1\ q$ (т. е. 10% от измеряемой концентрации), а в измерении скоростей — $\sigma_v = 0{,}02\ v$. Ошибка в измерении длины не учитывалась, так как она была более чем на порядок меньше ошибок в измерении концентраций и скоростей.

Опытами установлено (см. рис. II-29), что на участке канала, близком к входу, величины A и $d \ln \bar{q}/dx$ постоянны, поэтому в его пределах можно считать, что

$$\frac{d}{dx} \ln \bar{q} = \frac{\ln \bar{q}_1 - \ln \bar{q}_2}{x_0} \qquad \text{(II.72)}$$

где x_0 — расстояние по длине канала, на котором производная $d \ln \bar{q}/dx$ постоянна; $\bar{q}_1$, $\bar{q}_2$ — значения концентрации в точках на концах участка

С учетом зависимости (II.72) формула (II.70) примет вид

$$A = -\frac{v x_0}{\ln \bar{q}_1 - \ln \bar{q}_2} \qquad \text{(II.73)}$$

Исходя из формулы (II.73) может быть определена средняя квадратичная ошибка коэффициента турбулентного обмена A

$$\sigma_A = \sqrt{\left(\frac{\partial A}{\partial \bar{q}_1}\right)^2 \sigma_{\bar{q}_1}^2 + \left(\frac{\partial A}{\partial \bar{q}_2}\right)^2 \sigma_{\bar{q}_2}^2 + \left(\frac{\partial A}{\partial v}\right)^2 \sigma_v^2} \qquad \text{(II.74)}$$

Определим производные, входящие в выражение (II.74):

$$\frac{\partial A}{\partial \bar{q}_1} = \frac{v x_0}{(\ln \bar{q}_1 - \ln \bar{q}_2)^2 \bar{q}_1}$$

$$\frac{\partial A}{\partial \bar{q}_2} = -\frac{v x_0}{(\ln \bar{q}_1 - \ln \bar{q}_2)^2 \bar{q}_2} \qquad \text{(II.75)}$$

$$\frac{\partial A}{\partial v} = -\frac{x_0}{\ln \bar{q}_1 - \ln \bar{q}_2}$$

Подставляя найденные значения производных в выражение (II.74), получим

$$\sigma_A = \frac{v x_0}{(\ln \bar{q}_1 - \ln \bar{q}_2)^2} \sqrt{\frac{\sigma^2_{\bar{q}_1}}{\bar{q}_1^2} + \frac{\sigma^2_{\bar{q}_2}}{\bar{q}_2^2} + (\ln \bar{q}_1 - \ln \bar{q}_2)^2 \frac{\sigma_v^2}{v^2}} \qquad \text{(II.76)}$$

Подставляя в выражение (II.76) значения σ_q и σ_v и используя формулу (II.73), найдем

$$\sigma_A = \frac{v}{x_0} \cdot \frac{1}{\left(2{,}3 \frac{d}{dx} \lg \bar{q}\right)^2} \sqrt{2 \cdot 0{,}1^2 + x_0^2 \left(2{,}3 \frac{d}{dx} \lg \bar{q}\right)^2 0{,}02^2} \qquad \text{(II.77)}$$

Для каждого из 49 опытов на установках № 1 и № 2 были сделаны расчеты по формуле (II.77) и найдена средняя квадратичная ошибка в определении коэффициента турбулентного обмена A. Далее была найдена ошибка в определении коэффициента пропорциональности:

$$C = \frac{A}{\varepsilon^{1/3} l^{4/3}} \qquad \text{(II.78)}$$

$$\sigma_C = \sqrt{\left(\frac{\partial C}{\partial A}\right)^2 \sigma_A^2 + \left(\frac{\partial C}{\partial \varepsilon^{1/3}}\right)^2 \sigma^2_{\varepsilon^{1/3}}} \qquad \text{(II.79)}$$

Определим величины, входящие в выражение (II.79):

$$\frac{\partial C}{\partial A} = \frac{1}{\varepsilon^{1/3} l^{4/3}}$$

$$\frac{\partial C}{\partial \varepsilon^{1/3}} = -\frac{A}{l^{4/3} \varepsilon^{2/3}} \qquad \text{(II.80)}$$

В соответствии с формулой (II.55) можно записать

$$\varepsilon = \delta v_{\text{п}}^3 \qquad \text{(II.81)}$$

где δ — коэффициент пропорциональности (погрешность в измерении длин как указывалось выше, можно в данных расчетах не учитывать).

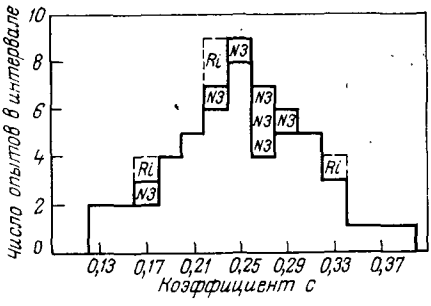


Рис. II-32. Гистограмма опытных значений коэффициента пропорциональности
№ 3 — опыты на установке № 3; Ri — опыты Ричардсона.

Погрешность в измерении $\varepsilon^{1/3}$ будет равна погрешности измерения скорости

$$\sigma_{\varepsilon^{1/3}} = 0{,}02 \qquad \text{(II.82)}$$

Подставляя найденные значения в выражение (II.79), получим формулу для нахождения ошибки при определении коэффициента C_l в каждом опыте

$$\sigma_C = \sqrt{\frac{\sigma_A^2}{(\varepsilon^{1/3} l^{4/3})^2} + \frac{A^2}{(\varepsilon^{1/3} l^{4/3})^2}\left(\frac{\sigma_\varepsilon^{1/3}}{\varepsilon^{1/3}}\right)^2} =$$

$$= \frac{1}{\varepsilon^{1/3} l^{4/3}} \sqrt{\sigma_A^2 + 0{,}02^2 A} \qquad \text{(II.83)}$$

Для каждого опыта по формуле (II.83) определена средняя квадратичная ошибка, которая оказалась в пределах $0{,}62 \cdot 10^{-2}$ — $10{,}3 \cdot 10^{-2}$.

Затем была найдена средняя квадратичная ошибка в определении среднего значения коэффициента $C_{\text{ср}}$:

$$\sigma_{C_{\text{ср}}} = \frac{\sqrt{\sum_1^n \sigma_{c_i}^2}}{n} \qquad \text{(II.84)}$$

По данным 49 опытов величина $\sum_1^{49} \sigma_{c_i}^2 = 1051{,}6 \cdot 10^{-4}$ и следовательно

$$\sigma_{C_{\text{ср}}} = \frac{\sqrt{1051{,}6 \cdot 10^{-4}}}{49} = 0{,}664 \cdot 10^{-2}$$

что составляет 2,7% от среднего значения коэффициента $C_{\text{ср}} = 0{,}25$.

На гистограмме (рис. II-32), кроме опытных данных автора, нанесены результаты четырех опытов Ричардсона [50], обработанные А. М. Обуховым [45] по наблюдениям за рассеиванием облаков в атмосфере.

Отмеченное удовлетворительное совпадение результатов опытов автора и Ричардсона дает основание считать, что для расчета про-

цессов диффузии в среде с однородной изотропной турбулентностью найденное опытное значение коэффициента пропорциональности C можно применять в большом диапазоне удельной диссипируемой энергии (от $\varepsilon = 5 \cdot 10^{-4}$ м^{2}с$^{-3}$ до $\varepsilon = 82$ м^2 с$^{-3}$) и размеров объекта (от $l = 0{,}15$ м до $l = 10$ км).

В результате для коэффициента турбулентного обмена в вентилируемых помещениях при однородной изотропной турбулентности найдена зависимость

$$A = (0{,}25 \pm \Delta)\, \varepsilon^{1/3} l^{4/3} \qquad (II.85)$$

где Δ — доверительный интервал, принимаемый в зависимости от необходимой доверительной вероятности α, приведен ниже:

Доверительная вероятность α	0,8	0,85	0,9	0,95	0,97
Доверительный интервал Δ	0,051	0,063	0,078	0,10	0,114
Коэффициент пропорциональности, C* . .	0,301	0,313	0,328	0,35	0,364
	0,199	0,187	0,172	0,15	0,136

* Верхняя строчка при определении большего значения $A_{макс}$, нижняя—меньшего значения $A_{мин}$.

Примечание. Доверительная вероятность α соответствует относительному числу случаев, в которых коэффициент турбулентного обмена $A_{макс}$ не превышает значений, указанных в таблице, а значения коэффициента $A_{мин}$ не меньше указанных в таблице.

Доверительная вероятность α может быть выражена через обычно применяемый коэффициент α_0

$$\alpha = 1 - \frac{1 - \alpha_0}{2}$$

где α_0— доверительная вероятность нахождения коэффициента A в интервале $\pm\ \Delta$.

Большее значение коэффициента A (берут положительное значение интервала Δ) принимают в расчетах переноса вредных веществ в случаях, в которых опасность образования высоких концентраций в местах пребывания людей увеличивается с возрастанием коэффициента турбулентного обмена. Такое положение наблюдается при расположении рабочих мест вверх по потоку от источника, и тогда концентрации вредных веществ на рабочих местах создаются в результате турбулентной диффузии навстречу потоку воздуха.

Если необходимо определить максимальные концентрации в потоке воздуха, омывающем источник вниз по течению потока, то принимают меньшее значение коэффициента A (берут отрицательное значение интервала Δ), так как чем менее интенсивен процесс турбулентного перемешивания, тем больше максимальная концентрация в потоке ниже источника.

В остальных случаях берут наиболее вероятное среднее значение $C = 0{,}25$. На рис. II-33 приведена номограмма для определения наиболее вероятного среднего значения коэффициента турбулент

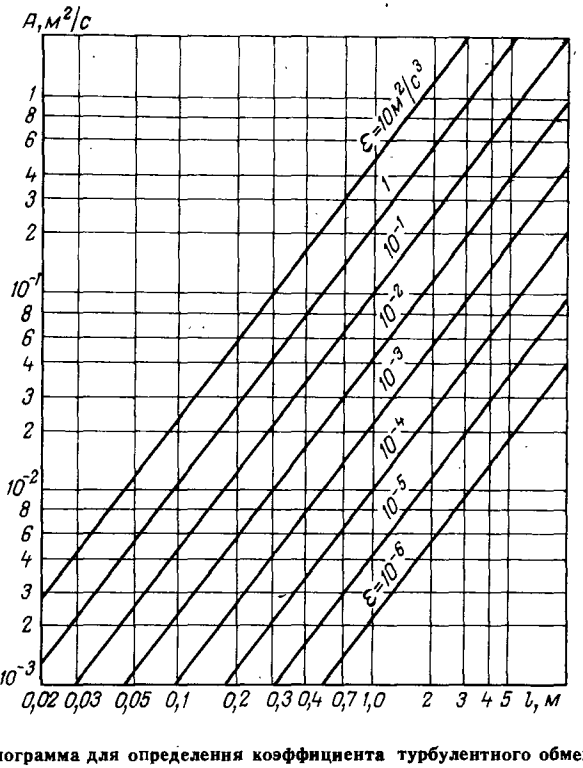


Рис. II-33. Номограмма для определения коэффициента турбулентного обмена A.

ного обмена по известным величинам: определяющего размера l и удельной энергии, диссипируемой в массе воздуха помещения ε.

В приложении II приведена таблица, с помощью которой по известным v/A и x можно определить величину $e^{-(v/A)\,a}$, необходимую для расчетов.

Выведенные в этом разделе зависимости положены в основу расчетов выделений вредных веществ из оборудования, среда в котором находится под разрежением (см. гл. III), расчета местных отсосов от укрытий источников выделения вредных веществ (см. гл. IV); расчета общеобменной вентиляции с учетом неравномерности концентрации в рабочей зоне (см. гл. V), а также применены при расчете полей концентрации в приземном слое атмосферы (см. гл. VIII).

МЕТОДЫ ПРИБЛИЖЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ВЕНТИЛЯЦИИ

Несмотря на то, что достигнуты определенные успехи в теоретическом решении задач вентиляции, метод приближенного моделирования процессов вентиляции не только не утратил своей актуаль-

ности, но благодаря выполненным исследованиям стал более эффективным и получил еще большее распространение.

Метод приближенного моделирования, применяемый для исследований процессов вентиляции, основывается на общей теории подобия, в разработке которой ведущая роль принадлежит отечественной науке [51, 52].

М. В. Кирпичев и М. А. Михеев [53] дают следующее определение методу приближенного моделирования: «Приближенное моделирование есть смешанный теоретически-экспериментальный метод, состоящий в установлении требований, предъявляемых теорией для получения полного подобия в модели, и в выявлении путем экспериментального сравнения модели с образцом, какие из требований могут не выполняться без заметного искажения подобия».

Метод приближенного моделирования имеет в сравнении с методом полного подобия большое преимущество — он технически значительно легче осуществим, хотя и не обладает той универсальностью, которая присуща методу полного подобия.

Приближенное моделирование фактически является единственным реализуемым методом. Полное моделирование либо неосуществимо, либо нецелесообразно, так как приводит к исследованию в натуре. Метод моделирования предусматривает создание модели, которая более проста, чем натура. Поэтому возникает необходимость в разработке обоснованных методик приближенного моделирования с учетом конкретных особенностей изучаемого явления и объема имеющейся о нем информации, характера поставленной задачи, принятой для модели рабочей среды, а также технических средств для проведения экспериментов.

Обоснованной методикой приближенного моделирования можно признать только такую, для которой установлена возможная ошибка. Должна быть ограничена область применения данной методики и поставлены пределы, в которых результаты проведенных опытов не будут превышать установленной погрешности.

В каждом конкретном случае следует применять методику, позволяющую получать результаты со степенью точности такого же порядка, как точность исходных данных и эксперимента; возможная общая ошибка исследования не должна выходить за пределы точности, с которой требуется получить решение поставленной задачи.

В развитии метода приближенного моделирования вентиляции зданий большое значение имели работы отечественных ученых (см. литературу).

Наряду с тепловым и гидродинамическим моделированием в практике исследований по вентиляции и отоплению применяется аналоговое моделирование с помощью гидроинтеграторов и электронно-вычислительных машин [54].

В настоящее время имеются отработанные методики приближенного моделирования вентиляционных процессов, возникающих при аэрации зданий и механической вентиляции помещений с из-

бытками тепла, влаги, а также выделениями вредных газов и паров как вместе с теплом, так и отдельно; вентиляции цехов, в воздух которых выделяется пыль. Разработаны и широко применяются также методики приближенного моделирования отдельных вентиляционных устройств; местных отсосов, воздухораспределителей, воздушных завес, воздушных душей, пылеулавливающих устройств и методика приближенного моделирования распространения вредных веществ в приземном слое заводских площадок.

Методом моделирования получены многие эффективные решения вентиляции. Моделирование прочно вошло в практику научно-исследовательских институтов, занимающихся проблемами вентиляции. Техническое выполнение моделирования доведено до такой степени совершенства, что стало возможным решать не только общие вопросы вентиляции, но и находить решения для конкретных объектов в сроки, соответствующие проектированию, на сравнительно недорогих моделях. Необходимость в моделировании конкретных объектов возникает при проектировании сложных устройств, не поддающихся расчетам.

Основные теоремы подобия, а также критерии, которые выводят из дифференциальных уравнений, описывающих моделируемые процессы, подробно изложены в литературе [1, 2, 6, 12, 42, 51—62]. Поэтому в табл. II.9 приведены только уравнения для масштабов * величин, входящих в условия однозначности, получаемых из определяющих** процесс критериев.

Используя данные, изложенные в предыдущем параграфе, при моделировании процессов вентиляции критерии, полученные из уравнений, описывающих турбулентное течение, можно рассматривать как определяющие. Такими критериями являются vl/A, $A\tau/l^2$; первый аналогичен критерию Рейнольдса или критерию Пекле, второй применяется при описании нестационарных процессов и аналогичен критерию Фурье.

В обоих критериях имеется коэффициент турбулентного обмена A, который не входит в условия однозначности, но, пользуясь зависимостью (II.85), можно выразить этот коэффициент через условия однозначности.

Может быть предложен еще один критерий, характеризующий процесс вентиляции помещений с избытками тепла, который получают из уравнения, определяющего количество энергии диссипируемой в воздушной среде вентилируемого помещения. Будем считать, как это принято выше, что диссипируемая в среде вентили-

---

* Масштабом какой-либо величины называется отношение этой величины в модели к соответствующей величине в натуре; индекс у масштаба показывает, масштабом какой величины он является, например $C_v = v''/v'$ — масштаб скорости (двумя штрихами обозначаются величины в модели, одним штрихом — в натуре).

** Определяющими критериями считают критерии, которые составлены из величин, входящих в условия однозначности.

ТАБЛИЦА 11.9. Уравнения масштабов для преобразования физических величин при моделировании вентиляции

Физическая величина	Уравнения масштабов при независимых исходных масштабах	Уравнения масштабов при $C_{\varepsilon_п} = 1$
Скорость	$C_v = C_l^{1/2} C_{\Delta t}^{1/2}$	$C_v = C_l^{1/3}$
Расход среды (воздуха)	$C_L = C_l^{5/2} C_{\Delta t}^{1/2}$	$C_L = C_l^{7/3}$
Расходы тепла (избыточное выделение тепла, конвективное тепло, потери тепла)	$C_Q = C_l^{5/2} C_{\Delta t}^{3/2}$	$C_Q = C_l^2$
Кратность воздухообмена	$C_{кр} = C_l^{1/2} C_{\Delta t}^{1/2}$	$C_{кр} = C_l^{1/3}$
Теплонапряженность	$C_{\bar{Q}} = C_l^{-1/2} C_{\Delta t}^{3/2}$	$C_{\bar{Q}} = C_l^{-1}$
Температурный напор на поверхности источника тепла	$C_{\Delta t_п} = C_l^{3/8} C_{\Delta t}^{9/8}$	$C_{\Delta t_п} = 1$
Приведенный коэффициент степени черноты теплообменивающихся поверхностей	$C_{\varepsilon_п} = \dfrac{1}{C_l^{1/8} C_{\Delta t}^{3/16}}$	$C_{\varepsilon_п} = 1$
Избыточные температуры	$C_{\Delta t}$	$C_{\Delta t} = C_l^{-1/3}$
Коэффициент теплопередачи наружных ограждений	$C_к = C_l^{1/2} C_{\Delta t}^{1/2}$	$C_к = C_l^{1/3}$
Разность влагосодержаний	$C_{\Delta d} = C_{\Delta t}$	$C_{\Delta d} = C_l^{-1/3}$
Количество выделяющейся влаги	$C_в = C_l^{5/2} C_{\Delta t}^{3/2}$	$C_в = C_l^2$
Удельная диссипируемая энергия	$C_\varepsilon = \dfrac{C_v^3}{C_l} = C_l^{1/2} C_{\Delta t}^{3/2}$	$C_\varepsilon = 1$
Валовые выделения примесей	$C_G = C_l^2 C_v C_q = C_l^{5/2} C_{\Delta t}^{1/2} C_q$	$C_G = C_l^{7/3} C_q$
Размер пылевых частиц	$C_\delta = C_l^{1/4} C_{\Delta t}^{-1/4} C_{(\rho - \rho_0)}^{-1/2}$	$C_\delta = C_l^{1/3} C_{(\rho - \rho_0)}^{-1/2}$
Скорость витания частиц пыли	$C_w = C_v = C_l^{1/2} C_{\Delta t}^{1/2}$	$C_w = C_l^{1/3}$

Примечание. Уравнения масштабов даны для случая близких абсолютных температур в модели и в натуре, поэтому $C_T = C_\rho = C_{cp} = 1$, и для случаев автомодельности процессов по отношению к критерию Re и произведению критериев GrPr.

руемого помещения энергия ε слагается из энергии приточных и тепловых струй, т. е.

$$\varepsilon = \varepsilon_{\text{п. с}} + \varepsilon_{\text{т. с}} \tag{II.86}$$

Подставим в данное уравнение значение удельной энергии для приточных (II.59) и тепловых (II.60) струй

$$\varepsilon = \frac{\alpha L v^2}{2V} + g\frac{\overline{Q}z}{c_p T_0 \rho} \cdot \frac{1+n}{4n} \tag{II.87}$$

Для определения условия, при котором уравнение (II.87) будет инвариантно к подобным преобразованиям, найдем отношение членов правой части уравнения (II.87)

$$\frac{\alpha L v^2 c_p T_0 \rho}{2Vg\overline{Q}z} \cdot \frac{4n}{1+n} = \text{idem} \tag{II.88}$$

Учитывая, что $L \infty l^2 v$, $V \infty l^3$ и $z \infty l$ (l — характерный размер), и отбросив постоянные безразмерные величины (α, n), которые в силу геометрического, теплового и механического подобия должны быть одинаковыми в натуре и модели, получим критерий

$$\text{K} = \frac{v^3 c_p T_0 \rho}{g\overline{Q}l^2} = \text{idem} \tag{II.89}$$

Физический смысл критерия K заключается в том, что он определяет соотношение энергии приточных и тепловых струй. Равенство критерия K в натуре подтверждает подобие процессов вентиляции при совместном действии этих струй. Критерий K можно также рассматривать как отношение кинетической энергии, диссипируемой в массе воздушной среды, к энергии, затрачиваемой на работу против сил тяжести. В этом отношении критерий K является аналогом применяемого в метеорологии критерия Ричардсона.

В тридцатых годах В. В. Батуриным и И. А. Шепелевым для исследования неизотермических струй был предложен критерий, определяющий отношение подъемных сил к силам инерции. Этот критерий был назван ими критерием Архимеда и был записан в виде

$$\text{Ar} = \frac{gl\Delta t}{v^2 T_0} \tag{II.90}$$

где g — ускорение силы тяжести; l — определяющий размер; Δt — разность температур в струе и в окружающей среде; v — скорость воздуха в струе; T_0 — абсолютная температура окружающей среды.

Критерий Архимеда имеет большое значение при обобщении исследований неизотермических течений. Так, например, применив этот критерий, И. А. Шепелев обобщил результаты тщательно поставленных Д. Н. Ляховским и С. Н. Сыркиным опытов с нагретыми струями, совместив семейство экспериментальных кривых траекторий этих струй в одну кривую с относительными координатами: $\frac{x}{d}$; $\frac{y}{d} \cdot \frac{1}{\text{Ar}}$.

Если помножить критерий К на критерий Архимеда, то получится критерий, аналогичный предложенному Л. С. Клячко, исходившего при выводе критерия из других соображений

$$\frac{v^3 c_p T_0 \rho}{g\bar{Q}l^2} \cdot \frac{gl\Delta t}{v^2 T_0} = \frac{v\rho c_p \Delta t}{\bar{Q}l}$$

Помножив числитель и знаменатель произведения этих критериев на l^2, получим

$$\frac{v\rho c_p \Delta t l^2}{\bar{Q}l^3} = \text{idem} \qquad \text{(II.91)}$$

В выражении (II.91) числитель — величина, пропорциональная общему избытку тепла для данного помещения $Q_{\text{изб}}$, а знаменатель — выражение, пропорциональное конвективной части тепловыделений $Q_{\text{к}}$, откуда

$$\frac{Q_{\text{изб}}}{Q_{\text{к}}} = \text{idem} \qquad \text{(II.92)}$$

Запишем уравнение теплового баланса

$$Q_{\text{изб}} = Q_{\text{к}} + Q_{\text{л}} - Q_{\text{пот}} \qquad \text{(II.93)}$$

где $Q_{\text{изб}}$, $Q_{\text{к}}$, $Q_{\text{л}}$, $Q_{\text{пот}}$ — теплоизбытки, конвективные и лучистые тепловыделения, теплопотери.

Поделив каждый член уравнения (II.93) на $Q_{\text{изб}}$, получим три отношения, идентичность которых в модели и натуре необходима для соблюдения подобия

$$\frac{Q_{\text{к}}}{Q_{\text{изб}}} = \text{idem} \qquad \text{(II.92')}$$

$$\frac{Q_{\text{л}}}{Q_{\text{изб}}} = \text{idem} \qquad \text{(II.94)}$$

$$\frac{Q_{\text{пот}}}{Q_{\text{изб}}} = \text{idem} \qquad \text{(II.95)}$$

Если поля интенсивности лучеиспускания не моделируются, то для создания равенства критерия К в модели и натуре достаточно соблюдения условий (II.92′) и

$$\frac{Q_{\text{л}} - Q_{\text{пот}}}{Q_{\text{изб}}} = \text{idem} \qquad \text{(II.96)}$$

Соблюдать одно условие [выражение (II.96)] [вместо двух (II.94) и (II.95) значительно легче.

Рассмотрим пример моделирования вентиляции производственных помещений с мощными источниками лучистого тепла, при которых необходимо моделировать поля интенсивности лучеиспускания.

В натуре степень черноты теплообменивающихся поверхностей около 0,8—0,9. Следовательно, коэффициент $\varepsilon_{\text{п}}$ ($\varepsilon_{\text{п}}$ — приведенный

коэффициент поглощения и лучеиспускания системой тел, между которыми происходит процесс лучистого теплообмена) имеет примерно такое же значение. Согласно уравнению

$$C_{\varepsilon_{\text{п}}} = \frac{1}{C_l^{1/16} C_{\Delta t}^{3/16}}$$

при $C_l < 1$ в модели необходимо создавать коэффициент не меньший, чем в натуре. Но масштаб $C_{\varepsilon_{\text{п}}}$ ограничен. Максимальное значение (если в модели поверхности будут иметь степень черноты, равную абсолютно черному телу) $C_{\varepsilon_{\text{п}}} = 1{,}25$, следовательно, масштаб $C_{\varepsilon_{\text{п}}}$ может меняться в пределах от 1 до 1,25. Но создать в модели степень черноты поверхности, близкой к абсолютно черному телу, технически невыполнимо. Целесообразнее выполнить модель с масштабом $C_{\varepsilon_{\text{п}}}$, близким к единице. Поэтому если принято $C_{\varepsilon_{\text{п}}} = 1$, то, исходя, из того же уравнения будем иметь

$$C_{\Delta t}^{3/16} C_l^{1/16} = 1 \qquad \text{(II.97)}$$

Откуда

$$C_{\Delta t} = C_l^{-1/3} \qquad \text{(II.98)}$$

Таким образом, задавшись величиной $C_{\varepsilon_{\text{п}}} = 1$, масштаб $C_{\Delta t}$ для избыточных температур произвольно выбирать нельзя. В табл. II.9 (колонка 3) приведены уравнения масштабов для величин при $C_{\varepsilon_{\text{п}}} = 1$.

Отметим, что при $C_{\varepsilon_{\text{п}}} = 1$ на поверхности источников и стоков тепла температуры в модели и натуре равны (при равенстве температуры подаваемого воздуха, которая принимается за нулевой уровень). При применяемых в практике моделей масштабах от 1 : 10 до 1 : 40 перепады температур в моделях будут в 2,15—3,4 раза больше, чем в натуре, что можно осуществить.

Если исходить из $C_{\varepsilon_{\text{п}}} = 1$, то стенки модели могут быть менее утепленными, чем при $C_{\Delta t} = 1$, примерно в 1,5—2 раза. Но необходимо указать, что утепление стенок модели в указанное число раз должно быть выполнено. Моделирование на моделях с коэффициентом теплопередачи ограждений, равным или большим коэффициенту теплопередачи в натуре, и с компенсацией потерь тепла в модели путем увеличения выделений тепла может привести к заметным ошибкам.

При моделировании вентиляции цехов, в воздухе которых витает мелкая пыль (величина критерия Рейнольдса для которой $\mathrm{Re} < 1$), размер частиц в модели можно определить, исходя из критерия Стокса

$$\mathrm{Stk} = \frac{\delta^2 v (\rho - \rho_0)}{\mu l} = \text{idem} \qquad \text{(II.99)}$$

где δ — диаметр частиц пыли ; ρ, ρ_0 — плотность частиц пыли и воздуха; μ — коэффициент динамической вязкости; l — определяющий размер моделируемого объекта.

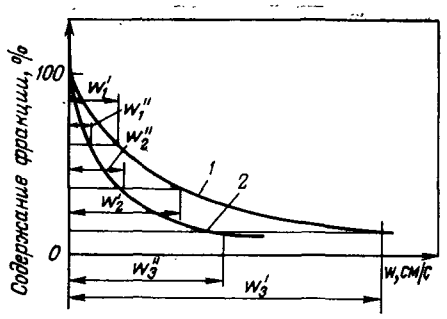


Рис. II-34. Аффинные преобразования интегральных кривых фракционного состава подобных пылей:

1 — интегральная кривая фракционного состава пыли 1-й системы; *2* — интегральная кривая фракционного состава пыли 2-й системы.

Методы определения фракционного состава пыли в большинстве своем основаны на нахождении скорости ее витания w. В этой характеристике пыли совокупно учитываются ее размер, форма и плотность. Поэтому во многих случаях [57] целесообразно пользоваться критерием

$$\frac{w}{v} = \text{idem} \qquad (II{:}100)$$

который является производным от критериев Фруда и Стокса и при числах Рейнольдса, рассчитанных для частиц меньше единицы, равен $^1/_{18}$ произведения этих критериев.

При моделировании полидисперсных систем пыли дополнительным условием является аффинность интегральных кривых фракционного состава пыли. При этом масштаб преобразования абсцисс кривых фракционного состава (рис. II-34) должен равняться масштабу скорости витания C_w, то есть

$$\frac{w_1''}{w_1'} = \frac{w_2''}{w_2'} = \frac{w_3''}{w_3'} = \ldots = C_w$$

При приближенном моделировании большое значение имеют свойства движения вязкой жидкости: стабильность и автомодельность.

При движении вязкой жидкости устанавливается вполне определенное распределение скоростей, которое зависит от величины критерия Re, формы канала и относительной длины пройденного участка пути. Это свойство вязкой жидкости называют стабильностью. В случае тождественности этих факторов в модели и натуре распределение скоростей получается подобным.

Для создания в модели подобного поля скоростей следует моделировать не только изучаемый участок, но и каналы, по которым к нему подводится воздух. Если в натуре длина каналов, подводящих воздух, меньше длины начального участка, на котором свойство стабильности еще не проявляется, то в модели должны быть искусственно созданы условия, подобные натуре.

Под автомодельностью понимают независимость характера движения от критерия, определяющего данный процесс. Например, экспериментально установлено, что начиная с определенного значения Re распределение скоростей и давлений, а также гидравли-

ческое сопротивление остаются постоянными при изменении скорости потока и не зависят от критерия Re. Чем сложнее канал, по которому течет жидкость, или чем менее обтекаем предмет (много острых кромок, с которых срывается поток), тем при меньших значениях критерия Re наступает автомодельность, при которой отпадает условие Re = idem, что значительно упрощает проведение опытов.

Другим примером автомодельности является независимость коэффициента теплоотдачи при конвективном движении от линейного размера источника тепла. Такая автомодельность возникает в конвективном движении при развитой его турбулентности.

Развитая турбулентность образуется у нагретых шарообразных тел, обтекаемых со всех сторон потоком воздуха, при произведении критериев $GrPr > 2 \cdot 10^7$.

Л. С. Клячко [60] обратил внимание на то, что критическая величина произведения критериев $(GrPr)_{крит} = 2 \cdot 10^7$ не универсальна. Так, он рассчитал, что для нагретых вертикальных стенок критическое значение произведения критериев $(GrPr)_{крит} = 2{,}3 \cdot 10^8$. Это хорошо совпадает с опытными данными Эккерта, по которым $(GrPr)_{крит} = 2{,}84 \cdot 10^8$.

Такой же расчет для горизонтальной пластины с нагретой стороной, обращенной вверх, показал, что критическое значение произведения критериев $(GrPr)_{крит} = 7{,}1 \cdot 10^5$. Это подтверждается экспериментальными данными на моделях.

Установлено, что при малых значениях критерия Архимеда ($Ar < 0{,}005$) влияние гравитационных сил (образующихся вследствие разности удельных весов отдельных потоков воздуха) на течение жидкости незначительно.

Таким образом, при малых значениях критерия Архимеда наблюдается «частичная» (ограниченная) автомодельность, на возможность которой указывает А. А. Гухман [61].

Поэтому, в частности, при моделировании процессов распространения газовых примесей масштаб концентрации C_q можно в определенных пределах принимать произвольно. Это основывается на указанной выше автомодельности процесса к критерию Архимеда при малом его значении. Из практики моделирования вентиляции помещений с газовыделениями установлено, что масштаб C_q можно принимать до 40. Создавая в модели концентрации большие, чем в натуре, можно повысить точность их замера.

Для упрощения методики моделирования большое значение имеет целесообразный выбор зоны, в которой создается подобие. Например, исключив из рассмотрения поверхности источников и стоков тепла и области непосредственно к ним прилегающие, можно на технически легко выполнимых моделях создать подобие полей температур, скоростей и других параметров во всем остальном объеме вентилируемого помещения.

Если же пытаться создать на модели с рабочей средой воздух подобие во всей системе без исключения указанных областей, то

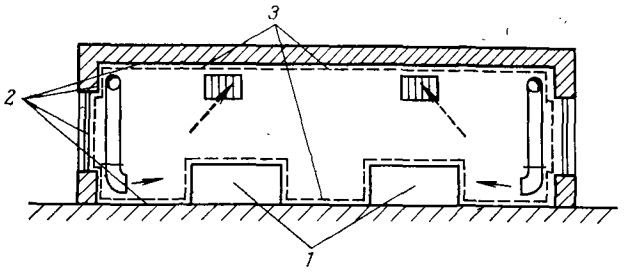


Рис. II-35. Схема вентилируемого помещения:
1 — источники тепла; *2* — стоки тепла (стены, окна, перекрытия, пол); *3* — граница зоны, в которой создается подобие.

в модели необходимо увеличить перепады температур в $(1/C_l)^3$. Таким образом, даже при создании модели большого размера (масштабом $C_l = 1 : 10$) потребуются перепады температур в 1000 раз больше, чем в натуре. Поэтому границы зоны, в которой создается подобие, проводят так, чтобы исключить из нее поверхности нагревателей и наружных ограждений, а также некоторую область около них (рис. II-35).

Масштаб для избыточной температуры на поверхностях источников и стоков тепла не будет соответствовать масштабу избыточных температур во всем остальном объеме модели. Избыточные температуры на поверхностях источников и стоков тепла следует рассматривать как граничные условия. Назовем эти избыточные температуры температурным напором ($\Delta t_п$) и определим, каким он должен быть в модели, чтобы обеспечить подобие в изучаемой зоне. Согласно выражению (II.92) масштаб для конвективного тепла должен равняться масштабу избыточных выделений тепла и масштабу расхода тепла $C_{Q_к} = C_{Q_{изб}} = C_Q$.

Выразим масштаб для конвективного тепла с помощью формулы теплоотдачи с поверхности

$$C_{Q_к} = \frac{\alpha''_к \Phi'' \Delta t''_п}{\alpha'_к \Phi' \Delta t'_п} = C_{\alpha_к} C_l^2 C_{\Delta t_п} \qquad (II.101)$$

где $\alpha_к$ — коэффициент конвективной теплоотдачи; Φ — поверхность источника тепла; $\Delta t_п$ — избыточная температура на поверхности печи (температурный напор); $C_{\Delta t_п}$ — масштаб температурного напора.

Определим масштаб для коэффициента конвективной теплоотдачи. В соответствии с теорией теплопередачи при развитом турбулентном режиме, когда $GrPr > (CrPr)_{крит}$, коэффициент конвективной теплоотдачи

$$\alpha_к \sim \Delta t_п^{1/3} \qquad (II.102)$$

Следовательно

$$C_{\alpha_к} = C_{\Delta t_п}^{1/3} \qquad (II.103)$$

Подставив $C_{\alpha_к}$ в уравнение (II.101), получим

$$C_{Q_к} = C_l^2 C_{\Delta t_п}^{4/3} \tag{II.104}$$

Так как $C_{Q_к} = C_Q$, то

$$C_l^2 C_{\Delta t_п}^{4/3} = C_l^{2\,1/3} C_{\Delta t}^{3/3} \tag{II.105}$$

Откуда

$$C_{\Delta t_п} = C_l^{3/8} C_{\Delta t}^{0/8} \tag{II.106}$$

Из уравнения (II.106) видно, что если в зону, в которой создается подобие, включить поверхности источника тепла (при этом $C_{\Delta t_п}$ должно быть равно $C_{\Delta t}$), то получим

$$C_{\Delta t} = \frac{1}{C_l^3} \tag{II.107}$$

Выполнить в модели условия равенства (II.107) практически невозможно.

Для того чтобы при моделировании избежать трудновыполнимого требования (II.107) и при этом обеспечить подобие температур во всем объеме вентилируемого помещения, включая и поверхности источников тепла, Е. О. Шилькрот предложил [62] принимать неодинаковые геометрические масштабы для вентилируемого помещения C_l и для источников тепла $\left(C_{l_п}\right)$.

Исходя из обеспечения подобия конвективных и общих тепловыделений, масштаб линейных размеров источника тепла $\left(C_{l_п}\right)$ должен быть равен

$$C_{l_п} = C_l^{1,25} C_{\Delta t}^{0,0835} \tag{II.108}$$

Масштаб $C_{\Delta t}$ рекомендуется принимать близким к единице; тогда формула (II.108) упрощается и принимает вид

$$C_{l_п} = C_l^{1,25} \tag{II.109}$$

Для этого случая ($C_{\Delta t} \approx 1$), исходя из равенства пропорциональностей потоков лучистого тепла и общих тепловыделений в натуре и в моделях, находятся условия, определяющие масштаб степени черноты $\left(C_{\varepsilon_п}\right)$

$$C_{\varepsilon_п} = C_{\Delta t}^{3/3-n} \tag{II.110}$$

где n — показатель степени в формуле

$$\left(\frac{T_п}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{огр}}{100}\right)^4 = Б\,(T_п - T_{огр})^n \tag{II.111}$$

В формуле (II.111) $T_п$, $T_{огр}$ — температуры поверхностей источника тепла и наружных ограждений в градусах Кельвина; Б — коэффициент пропорциональности.

При температуре поверхности источника $T_п = 473—523$ К и поверхности ограждения $T_{огр} \approx 293$ К коэффициенты Б и n можно принимать равными Б = 0,185, $n = {}^3/_2$ [62]. Подставляя значения $n = {}^3/_2$ в формулу (II.110), найдем, что при $C_{\Delta t} \approx 1$ и при указанных температурах поверхностей, масштаб $C_{\varepsilon_п} = 1$.

Предложенная Е. О. Шилькротом методика с частичным нарушением геометрического подобия имеет преимущество перед другими, так как дает возможность выдерживать масштабы $C_{\Delta t} = 1$ и $C_{\varepsilon_п} = 1$.

Это удобно при моделировании и обеспечивает равенство физических констант в модели и в натуре. Недостатком этой методики является отсутствие геометрического подобия в районе источника тепла.

Литература

1. *Батурин В. В.* Основы промышленной вентиляции. М., Профиздат 1964. 608 с.
2. *Кудрявцев Е. В.* Моделирование вентиляции систем. М., Стройиздат, 1950. 192 с.
3. *Богословский В. Н.* Строительная теплофизика. М., Высшая школа, 1970. 375 с.
4. *Эльтерман В. М.* В кн.: Научные работы институтов Охраны труда ВЦСПС, вып. 61. М., Профиздат, 1969, с. 43—48.
5. *Абрамович Г. Н.* Теория турбулентных струй. М., Физматиздат, 1960. 715 с.
6. *Лойцянский Л. Г.* Механика жидкостей и газов. М., Наука, 1973. 906 с.
7. *Вулис Л. А.* В кн.: Теория и практика сжигания газов, М., Гостоптехиздат, 1958, с. 5—28.
8. *Reichardt* H.— ZAMM, 1941, Bd. 21.
9. *Шлихтинг Г.* Теория пограничного слоя. М., Наука, 1969. 42 с.
10. *Ляховский Д. Н., Сыркин С. Н.*— ЖТФ, 1937, т. 7, вып. 5, с. 505—514.
11. *Поляков Е. И.* Труды НИИсанитарной техники, 1961, № 9, с. 166—184.
12. *Талиев В. Н.* Аэродинамика вентиляции. М., Стройиздат, 1979, 295 с.
13. *Шепелев И. А.*— Труды АСиА СССР, 1961, № 4, с. 90—108.
14. *Шепелев И. А.* Аэродинамика воздушных потоков в помещении. М., Стройиздат, 1978. 145 с.
15. *Гиневский А. С.* Теория турбулентных струй и следов. М., Машиностроение, 1969. 400 с.
16. *Батурин В. В., Ханжонков В. И.*— Отопление и вентиляция, 1939, № 4—5, с. 10—14.
17. *Бахарев В. А., Трояновский В. Н.* Основы проектирования и расчета отопления и вентиляции с сосредоточенным выпуском воздуха. М., Профиздат, 1958. 215 с.
18. Теория и расчет вентиляционных струй. Л., Ленинградское научно-техническое общество стройиндустрии и ВНИИОТ ВЦСПС, 1965. 293 с.
19. *Бутаков С. Е.* Основы вентиляции горячих цехов. Металлургиздат. 1962. 288 с.
20. *Гримитлин М. И.*— В кн.: Научные работы институтов охраны труда ВЦСПС, № 4. М., Профиздат, 1963, с. 3—17.
21. *Дудинцев Л. М.*— В кн.: Научные работы институтов охраны труда ВЦСПС, № 5. М., Профиздат, 1962, с. 3—5.
22. «Воздухораспределение». Доклады на семинаре в Московском доме научно-технической пропаганды им. Э. Д. Дзержинского, 1974. 212 с.
23. Указания по выбору и расчету воздухораспределителей конструкции

института «Проектпромвентиляция». Типовая серия 1.494—5. М., 1973. 38 с.
24. *Ляховский Д. Н.*— Труды ЦКТИ, 1947, кн. 2, вып. 1, с. 10—42.
25. *Ляховский Д. Н.*— В кн.: Теория и практика сжигания газа. Л., Гостоптехиздат, 1958, с. 28—77.
26. *Лойтянский Л. Г.*— Прикладная математика и механика, 1953, т. 17 вып. 1, с. 3—16.
27. *Клячко Л. С., Пустошная В. Ф.*— Труды ВНИИГС, 1972, вып. 32, с. 60—65.
28. *Васильева Л. С.*— Труды ЦНИИпромзданий. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха, 1975, вып. 37, с. 19—26.
29. *Эльтерман В. М.*— В кн.: Труды ВНИИОТ ВЦСПС в г. Ленинграде, Л., Профиздат, 1953, с. 184—185.
30. *Зельдович Я. Б.*— ЖЭТФ, 1937, т. 7, вып. 12, с. 1463—1465.
31. *Прандтль Л.* Гидроэромеханика. М., Издатинлит, 1951. 575 с.
32. *Schmidt W.*— ZAMM, 1941, Bd. 21, № 5, S. 265—278; № 6, S. 351—363.
33. *Эльтерман В. М.*— В кн.: Научные работы институтов охраны труда ВЦСПС, № 1, М., Профиздат, 1960, с. 3—16.
34. *Шепелев И. А.*— Механика и машиностроение, 1961, № 4, с. 3—9.
35. *Эльтерман В. М.*— В кн.: Научные работы институтов охраны труда ВЦСПС, вып. 81, М., Профиздат, 1973, с. 10—21.
36. *Эльтерман В. М.*— В кн.: Труды ВНИИОТ ВЦСПС в г. Ленинграде. Л., Профиздат, 1953, с. 193—194.
37. *Реттер Э. И., Стриженов С. И.* Аэродинамика зданий. М., Стройиздат, 1968. 240 с.
38. *Хинце И. О.* Турбулентность, ее механизм и теория. М., Физматгиз, 1963. 680 с.
39. *Минский Е. М.* Турбулентность руслового потока. М., Гидрометеоиздат, 1952. 160 с.
40. *Невзглядов В. Г.* Теоретическая механика. М., Физматгиз, 1959. 182 с.
41. *Ландау Л. Д., Лившиц Е. М.* Механика сплошных сред. М., ГТТИ, 1945. 1052 с.
42. *Седов Л. И.* Методы подобия и размерности в механике. Физматгиз, 1972. 440 с.
43. *Ляхтер В. М.* Турбулентность в гидросооружениях. М., Энергия, 1968. 408 с.
44. *Колмогоров А. Н.*— ДАН СССР, 1941, XXXI, т. 6, с. 538—541.
45. *Обухов А. М.*— ДАН СССР. Сер. геогр. и геофиз., 1941, № 4-5, с. 512—522.
46. *Брент Д.* Физическая и динамическая метеорология. Л.—М., Гидрометеоиздат, 1938. 398 с.
47. *Эльтерман В. М.*— ДАН СССР, 1972, т. 205, № 4, с. 801—804.
48. *Полосин И. И.* Автореф. диссертации. М., МИСИ им. В. В. Куйбышева, 1972. 22 с.
49. Всесоюзный научно-исследовательский институт охраны труда в г. Ленинграде. Аннотации работ института, законченных в 1970—1972 гг. Л., ВНИИОТ, 1973. 23 с.
50. *Richardson L. F.*— Proc. Roy. Soc. Ser. A. V., 1926, v. 110.
51. *Кирпичев М. В.* Теория подобия. М., Изд-во АН СССР, 1953. 162 с.
52. *Гухман А. А.* Физические основы теплопередачи. Л.—М., Энергоиздат, 1934. 315 с.
53. *Кирпичев М. В., Михеев М. А.* Моделирование тепловых устройств. М., Изд-во АН СССР, 1936. 180 с.
54. *Константинова В. Е.*— Водоснабжение и санитарная техника, 1961, № 11, с. 15—18.
55. *Брауде М. З.*— В кн.: Научные работы институтов охраны труда ВЦСПС. № 4. М., Профиздат, 1965, с. 28—32.
56. *Гинзбург Л. И.*— Изв. АН СССР. ОТН, 1951, № 4, с. 537—540.
57. *Эльтерман В. М., Брауде М. З.*— Водоснабжение и санитарная техника, 1965, № 1, с. 16—19.

58. *Кутателáдзе С. С., Ляховский Д. Н., Пермяков В. А.* Моделирование теплоэнергетического оборудования. М., Энергия, 1966. 350 с.
59. *Эльтерман Е. М.*— Труды ВНИИОТ в г. Ленинграде, 1967, с. 150—155.
60. *Клячко Л. С.* Основы расчета процессов и аппаратов промышленной вентиляции. Л.—М., Профиздат, 1962. 178 с.
61. *Гухман А. А.* Введение в теорию подобия. М., Высшая школа, 1963. 295 с.
62. *Шилькрот Е. О.*— Труды ЦНИИпромзданий, 1972, вып. 26, с. 28—32

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ, ВЫДЕЛЯЮЩИХСЯ В ВОЗДУХ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

Определение количества вредных веществ, выделяющихся в воздух производственных помещений, необходимо для обоснованного расчета общеобменной и местной вентиляции, оценки возможности достичь средствами вентиляции требуемых санитарными нормами параметров воздушной среды и для ужесточения требований к ведению технологических процессов и к герметичности оборудования для сокращения выделений вредных веществ и установления контроля за ними.

Если при интенсификации и укрупнении химических производств не приняты меры к уменьшению выделений вредных веществ, то создается положение, при котором нормализовать воздушную среду производственных помещений средствами вентиляции либо совсем не удается, либо требуется значительное количество вентиляционного оборудования и большие затраты на его установку и эксплуатацию.

Радикальным решением оздоровления воздушной среды в цехах химических заводов является увеличение степени герметизации оборудования и сокращение технологических операций, связанных с выделением вредных веществ.

Интересно отметить, что в начале 30-х годов такая задача считалась нереальной и рекомендовалось проектировать вентиляцию, исходя из имеющегося состояния герметизации оборудования [1]. Если тогда с таким положением еще можно было мириться, то сейчас при значительном росте химического производства, оно совершенно неприемлемо.

Химическое и нефтяное машиностроение в настоящее время способно обеспечить требуемое Санитарными нормами состояние воздушной среды, выпуская оборудование с усиленной герметичностью.

Имеющийся опыт показывает, что на тех заводах, где при проектировании, монтаже и эксплуатации оборудования уделяется достаточное внимание вопросам герметизации и вентиляции запроектирована, исходя из реально возможных выделений вредных веществ, концентрация их находится в пределах допустимых санитарными нормами.

Однако из-за отсутствия данных о газовыделениях все еще не предъявляются конкретные требования к ограничению выделений

вредных веществ в технологических процессах и при проектировании новых заводов предусматривается менее герметичное, но более дешевое оборудование. При этом не учитывается значительное возрастание стоимости вентиляции из-за необходимого увеличения воздухообмена.

Из-за отсутствия данных о выделении вредных веществ не изжита порочная практика проектирования общеобменной вентиляции по кратностям воздухообмена и местных отсосов — по заданным скоростям в рабочем проеме. Такое проектирование иногда приводит к неоправданно завышенному воздухообмену и излишним затратам на вентиляцию. В большинстве случаев из-за отсутствия правильно определенных исходных данных системы вентиляции не обеспечивают создания необходимых санитарно-гигиенических условий в цехах. Нередко такие системы приходится даже демонтировать и сооружать новые.

Вредные вещества могут поступать в воздух производственных помещений химических заводов:

через неплотности в аппаратуре и трубопроводах, в которых имеется повышенное давление;

через неплотности в аппаратуре и трубопроводах, работающих при атмосферном давлении или некотором разрежении вследствие разности концентраций вредных веществ в оборудовании и помещении;

через неплотности в сальниках у вращающихся валов насосов компрессоров, реакторов и др.;

во время отбора проб из реакторов;

во время загрузки и выгрузки при прерывных процессах производства;

если процессы проводятся в открытых аппаратах;

при открытом хранении в цехе полупродуктов;

при розливе опасных и чрезвычайно опасных жидкостей;

во время аварий;

во время ремонта технологического оборудования.

Вредные вещества поступают из оборудования вследствие истечения их при разности давлений в оборудовании и помещении; турбулентного и молекулярного переноса при разности концентраций вредных веществ в оборудовании и помещении; конвективного переноса вредных газов и пыли; испарения с открытых поверхностей.

Ниже приведены методы расчета количества вредных веществ, выделяющихся в воздух, при стационарных процессах.

Оценена опасность повышения концентраций на рабочих местах у оборудования при внезапных возрастаниях концентраций вредных веществ у источника.

Установлено, что при внезапном повышении выделений вредных веществ из оборудования, концентрации на рабочих местах, расположенных на наветренной стороне, в течение долей минут достигают концентраций, соответствующих стационарному процессу.

Еще более быстро устанавливается стационарный режим в процессе распространения вредных веществ от источника вниз по потоку. Этим процессом определяются концентрации вредных веществ на рабочих местах, находящихся на заветренной стороне.

Не учитывать в расчетах внезапное повышение концентраций можно только, если технологическое оборудование оснащено устройствами, надежно предотвращающими внезапные выбросы, и системами контрольно-измерительных приборов, предупреждающих о возможных выбросах.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ, ВЫДЕЛЯЮЩИХСЯ ИЗ ОБОРУДОВАНИЯ, НАХОДЯЩЕГОСЯ ПОД ДАВЛЕНИЕМ

Через отверстия в стенках оборудования, неплотности в соединениях, а также вследствие газопроницаемости материалов происходит истечение находящихся под давлением газов из оборудования в окружающую воздушную среду.

Количество вытекающего газа зависит от его физических свойств, разности давлений снаружи и внутри аппаратов, суммарной площади неплотностей (степени негерметичности).

Оборудование, предназначенное для переработки горючих, взрывоопасных или токсичных газов или жидкостей, должно подвергаться вначале испытанию на прочность, а затем пневматическому испытанию на плотность (герметичность) [2—8].

В нормативных документах регламентированы требования к допустимой степени негерметичности оборудования. Требования к герметизации оборудования выражаются в этих документах величиной относительно допустимого падения давления за единицу времени τ при испытании его на плотность

$$m = \frac{1}{\tau}\left(1 - \frac{P_к}{P_н} \cdot \frac{T_н}{T_к}\right) \qquad \text{(III.1)}$$

где m — коэффициент негерметичности, $ч^{-1}$; $P_к = P_к^б + P_к^м$ — абсолютное давление в конце испытания, Па (кгс/см²); $P_н = P_н^б + P_н^м$ — абсолютное давление в начале испытания, равное рабочему давлению в оборудовании, Па (кгс/см²); $P_н^б$, $P_к^б$ — барометрическое давление в начале и в конце испытания, Па (кгс/см²); $P_н^м$, $P_к^м$ — давление в оборудовании по манометру в начале и в конце испытания, Па (кгс/см²); $T_н$, $T_к$ — температура в оборудовании в начале и в конце испытаний, К.

Коэффициент m может быть назван коэффициентом негерметичности оборудования.

Если температура и барометрическое давление в начале и в конце испытания практически одинаковы, что наблюдается в прак-

тике, то формула (III.1) упрощается

$$m = \frac{1}{\tau} \cdot \frac{\Delta P}{P_н} \qquad \text{(III.2)}$$

где ΔP — падение давления в оборудовании за время испытания, Па (кгс/см^2).

В табл. III.1 приведены значения коэффициента негерметичности и условия проведения испытаний для его определения по основным нормативным документам.

Анализ действующих нормативных документов [9, 10] показывает, что в них предъявляются в основном идентичные требования к герметичности оборудования. Согласно указаниям [3], Правилам [4], СНиП [6] оборудование признается выдержавшим испытание, если падение давления в нем за один час не превышает 0,1%, при токсичных и 0,2% при пожаро- и взрывоопасных средах для вновь установленного оборудования и 0,5% для подвергающегося повторному испытанию.

Только в Правилах [5] для цеховых газопроводов указываются более жесткие требования ($m \leqslant 0{,}05\%$ ч$^{-1}$ для токсичных горючих газов и $m \leqslant 0{,}1\%$ ч$^{-1}$ для прочих горючих газов).

В существующих нормативных документах необходимая степень герметичности недостаточно дифференцирована по токсичности вещества. Имеются только две недостаточно четких градации: токсичные и пожаро- и взрывоопасные. Более правильно было бы установить требования в зависимости от класса опасности вещества, указанного в новых Санитарных нормах СН 245—71.

Только для трубопроводов бо́льших диаметров ($D_у > 250$ мм) предлагается [5, 6] с увеличением их внутреннего объема уменьшать нормативный коэффициент негерметичности. Для другого вида оборудования таких зависимостей в нормативных документах не имеется.

В нормативных документах допустимый коэффициент негерметичности не поставлен в зависимость от давления в оборудовании и остается постоянным для всех давлений.

Более правильный в этом отношении подход к нормированию коэффициента негерметичности был сделан Н. Н. Репиным [11]. Им было поставлено условие: из равных объемов оборудования, независимо от давления среды в нем, должно выделяться одно и то же количество вредных веществ. Коэффициент негерметичности с увеличением давления принимался им более низким.

При малых давлениях ($2 \cdot 10^5$—$17 \cdot 10^5$ Па) в оборудовании, удовлетворяющем требованиям Указаний [3] и другим нормативным документам, будет выделяться меньше вредных веществ, чем из оборудования, выдержавшего испытания в соответствии с требованиями, изложенными в работе [11]. Но при больших давлениях (больше $17 \cdot 10^5$ Па) Указаниями допускаются значительно большие выделения вредных веществ (до 25 раз), чем по требованиям к герметичности оборудования, определенным в работе [11].

ТАБЛИЦА III.1. Коэффициенты негерметичности оборудования и газопроводов m, допускаемые по нормативным документам (Правила устройства и безопасности эксплуатации [2], [4], [5]; Указания о порядке проведения пневматических испытаний на плотность [3]; СНиП [6], [7], [8])

Оборудование	Среда в оборудовании	Длительность испытания на плотность	Коэффициент негерметичности, $ч^{-1}$
Сосуды, поршневые компрессоры и другое технологическое оборудование, работающее под давлением			
вновь установленные	токсичная	24 ч при рабочем давлении	$0{,}1 \cdot 10^{-2}$
	пожаро- и взрывоопасная		$0{,}2 \cdot 10^{-2}$
подвергающиеся повторному испытанию	токсичная и пожаро- и взрывоопасная	4 ч при рабочем давлении	$0{,}5 \cdot 10^{-2}$
Трубопроводы для горючих, токсичных и сжиженных газов			
цеховые	токсичная и горючая, прочие горючие газы		$0{,}05 \cdot 10^{-2}$*
			$0{,}1 \cdot 10^{-2}$*
межцеховые	токсичная и горючая, прочие горючие газы	24 ч при рабочем давлении	$0{,}1 \cdot 10^{-2}$*
			$0{,}2 \cdot 10^{-2}$*
Корпуса газоочистительных аппаратов Корпуса механических пылеуловителей	запыленный воздух	Не менее 1 ч при давлении 2500 Па	Падение давления не более 200 Па/ч
Корпуса электрофильтров для улавливания сажи и очистки взрывоопасных или токсичных газов	токсичная или взрывоопасная среда	То же	Падение давления не более 50 Па/ч
Корпуса электрофильтров для улавливания огарковой пыли	запыленный воздух	Не мене 1 ч при рабочем разрежении	Подсос воздуха не выше 7% от объема очищаемого в электрофильтре газа

* При условиом диаметре трубопроводов $D_у > 250$ мм коэффициеит m умиожают на поправочиый множитель $k = 250/D_у$.

К герметичности оборудования, рабочее давление в котором выше $17 \cdot 10^5$ Па, должны быть предъявлены более жесткие требования, чем приведенные в нормативных документах.

Таким образом, следует сделать вывод, что нормативные требования к степени герметичности не являются исчерпывающими, охватывающими все случаи работы оборудования под давлением.

Видимо, учитывая это положение в правилах [2, 5] и в СНиП [6, 7] предусматривается установление в технологической части проектов заводов и в производственных инструкциях требований к герметизации оборудования в соответствии с конкретными условиями его работы.

Требования к герметизации оборудования должны исходить из обеспечения в рабочей зоне и на рабочих местах необходимой по санитарным нормам чистоты воздуха. В случаях, когда это может быть достигнуто в результате увеличения степени герметизации или устройства вентиляции, оптимальная степень герметизации может быть определена сравнением стоимости герметизации оборудования с расходами на устройство общеобменной вентиляции, рассчитанной на разбавление концентрации вредных веществ, выделяющихся из оборудования, до предельно допустимой. Оптимальная степень герметизации оборудования соответствует минимуму расходов на вентиляцию помещения и герметизацию оборудования.

Согласно определению коэффициента негерметичности m (формулы III.1, III.2) и исходя из характеристического уравнения для газов, легко получить формулу для определения количества просачивающегося газа (вредного вещества) в кг/ч:

$$G = m\rho V \qquad \text{(III.3)}$$

здесь ρ — плотность газа в оборудовании при рабочем давлении и температуре, кг/м^3; V —объем оборудования, занимаемый газовой или газовоздушной фазой, м^3.

Формулой (III.3) можно пользоваться только в том случае, если оборудование испытывается на плотность рабочим газом и при рабочей температуре и давлении.

Но Указаниями [3], Правилами [4] и СНиП [6] предписано проводить испытания оборудования на плотность воздухом или азотом, а не рабочим газом и указанное в этих документах значение коэффициента негерметичности нормировано также для случая испытания на плотность воздухом, а не рабочим газом. Поэтому использование формулы (III.3) для расчета выделения газов, отличающихся от примененного при испытании оборудования на плотность, неправомочно, так как рабочий газ имеет другую относительную молекулярную массу и температуру, чем газ при испытании.

Испытание на плотность воздухом устанавливает соответствие герметичности оборудования требуемой и определяет суммарную площадь щелей в его стенках. Зная суммарную площадь щелей,

количество газа, вытекающего через щель, определяют с помощью термодинамических формул истечения газа с учетом его относительной молекулярной массы и рабочей температуры.

В литературе имеется такой вывод [11—13] * и получена следующая формула для определения количества (в кг/ч) выделяющихся из оборудования вредных газов

$$G = 3{,}77 \cdot 10^{-2} \eta m P V \sqrt{\frac{M}{T}} \qquad \text{(III.4)}$$

кроме уже обозначенных величин в этой формуле, η — коэффициент запаса, принимаемый равным 1,5—2 в зависимости от длительности межремонтного периода; P — давление в оборудовании, КПа; M — относительная молекулярная плотность газа; T — температура газа в оборудовании, К.

Если давление P измеряется в кгс/см^2, то коэффициент в формуле III.4 равен 3,7.

Численный коэффициент в формуле III.4 имеет размерность 10^{-3}с$^2 \cdot$К$^{1/2} \cdot$м^2 и получен при подстановке в расчетную формулу удельной газовой постоянной воздуха и температуры $T = 293$ К, при которой большей частью происходят испытания оборудования на плотность.

Определим какая получается ошибка, если при испытании оборудования на плотность воздухом рассчитывать количество выделяющегося вредного газа по формуле III.3, как это делают в некоторых проектных организациях, а не по формуле III.4.

Для этого сопоставим формулы III.3 и III.4, заменим в формуле III.3

$$\rho = \frac{P}{RT}$$

и выразим давление не в КПа, а в Па. Найдем в каких случаях по формуле (III.3) и (III.4) получается больший результат. Для этого нужно решить неравенство

$$\frac{mpVM}{8320T} \geqslant 3{,}77 \cdot 10^{-5} \eta m P V \sqrt{\frac{M}{T}} \qquad \text{(III.5)}$$

Сократив подобные члены и сделав вычисления, получим

$$\frac{M}{T} \geqslant 0{,}1\eta^2 \qquad \text{(III.5')}$$

Если не учитывать коэффициент запаса (т. е. считать $\eta = 1$), то во всех случаях, когда $M/T < 0{,}1$, по формуле III.3 получаются заниженные газовыделения по сравнению с расчетами по формуле III.4. При $M/T \cong 0{,}1$ по обоим формулам получаются примерно одинаковые, результаты. Только при $M/T > 0{,}1$ формула III.3 приводит к большим расчетным газовыделениям, чем формула III.4.

* В первом и втором изданиях книги приведены выводы формул (III.3) и (III.4).

Величина $M/T<0{,}1$ во всех случаях, в которых относительная молекулярная масса газа в оборудовании меньше $M = 29$ (относительной молекулярной массы воздуха) и температура газа в оборудовании больше $T = 293$ К.

В химическом и нефтехимическом производствах довольно много веществ с относительной молекулярной массой меньше $M = 29$, например аммиак, ацетон, водород, формальдегид и др. Большей частью температура в оборудовании выше 293 К, что также приводит к уменьшению величины M/T.

Принимая $\eta>1$ и таким образом учитывая ухудшение герметизации оборудования в межремонтный период, установим, что расчеты по формуле III.3 в большинстве случаев дают заниженные результаты.

Так, если считать $\eta = 1{,}5$, то заниженные результаты по формуле III.3 получатся при $M/T<0{,}225$, т. е. для большинства газов, включая все, которые в 2,25 раз тяжелее воздуха.

Принятие коэффициента $\eta = 1{,}5$ требует частых ремонтов герметизирующих устройств. Более длительные межремонтные сроки могут быть допущены, если в расчетах принимать $\eta = 2$. Но в этом случае заниженные результаты по формуле III.3 будут получаться при $M/T<0{,}4$. Таким образом, почти для всех газов по формуле III.3 будут получаться заниженные результаты, так как большинство газов менее чем в 4 раза тяжелее воздуха.

Анализируя формулу (III.4), можно сделать следующие выводы:

для одного и того же газа при одинаковых температуре и давлении в оборудовании количество выделяющихся вредных веществ пропорционально коэффициентам негерметичности

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{m_1}{m_2}$$

количество выделяющихся из оборудования вредных веществ пропорционально произведению давления среды в оборудовании на коэффициент негерметичности

$$G \infty Pm$$

чтобы из равных объемов оборудования вне зависимости от давления среды в нем выделялось одно и то же количество вредных веществ, необходимо при увеличении давления повышать степень герметичности так, чтобы произведение $Pm = \text{const}$.

Необходимо отметить, что коэффициент негерметичности m зависит от начального давления при испытании $P_{\text{нач}}$. Как показали опыты [13] на одном и том же оборудовании, с изменением начального давления изменяется коэффициент m. С уменьшением начального давления коэффициент m увеличивается.

Поэтому, как указано в нормативных документах, испытания следует проводить при рабочем давлении.

Рассмотрим процесс истечения газа из оборудования при давлении меньше критического и определим при каких перепадах давления можно, не делая большой ошибки, рассматривать газ как несжимаемый [14].

Напишем уравнение Бернулли для случая адиабатического процесса, к которому наиболее близки процессы истечения, происходящие при истечении газа из оборудования

$$\frac{k}{k-1}\cdot\frac{P_1}{\rho_1}=\frac{k}{k-1}\cdot\frac{P_2}{\rho_2}+\frac{v_2^2}{2} \tag{III.6}$$

Индексом 1 обозначены давления и плотность газа в сосуде, индексом 2 — давление, плотности и скорость газа в узком сечении вытекающей струи. Здесь $k = c_p/c_v$ (c_p и c_v — теплоемкость при постоянном давлении и объеме). Принимают, что скорость в сосуде $v_1 = 0$.

Разделив уравнение (III.6) на первое слагаемое в правой части, получим

$$\frac{P_1\rho_2}{P_2\rho_1}=1+\frac{k-1}{k}\cdot\frac{v_2^2\rho_2}{2P_2} \tag{III.6'}$$

Поскольку рассматривается адиабатический процесс, то имеем

$$\frac{\rho_1}{\rho_2}=\left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1}{k}}$$

и подставляя это соотношение в (III.6), найдем

$$\frac{P_1}{P_2}=\left(1+\frac{k-1}{k}\,\frac{v_2\rho_2}{2P_2}\right)^{\frac{k}{k-1}} \tag{III.7}$$

Как известно, скорость звука в газовой среде пропорциональна корню квадратному из абсолютной температуры и при адиабатическом процессе может быть выражена формулой

$$a=\sqrt{\frac{kP}{\rho}}$$

Подставляя выражение для скорости звука в формулу (III.7), получим

$$\frac{P_1}{P_2}=\left(1+\frac{k-1}{2}\cdot\frac{v_2^2}{a^2}\right)^{\frac{k}{k-1}} \tag{III.8}$$

Представим правую часть равенства в виде ряда функции $(1+x)^m$, что можно сделать, так как $\frac{k-1}{2}\left(\frac{v_2}{a_2}\right)^2<1$

$$\left[1+\frac{k-1}{2}\cdot\left(\frac{v_2}{a_2}\right)^2\right]^{\frac{k}{k-1}}=1+\frac{k}{2}\left(\frac{v_2}{a_2}\right)^2+\frac{1}{2}\times$$

$$\times\frac{k}{k-1}\left(\frac{k}{k-1}-1\right)\left(\frac{k-1}{k}\right)^2\left(\frac{v_2}{a_2}\right)^4+\frac{1}{6}\cdot\frac{k}{k-1}\left(\frac{k}{k-1}-1\right)\times$$

$$\times\left(\frac{k}{k-1}-2\right)\left(\frac{k-1}{2}\right)^3\left(\frac{v_2}{a_2}\right)^6+\ldots=1+\frac{k}{2}\left(\frac{v_2}{a_2}\right)^2+$$

$$+\frac{k}{8}\left(\frac{v_2}{a_2}\right)^4+\frac{k}{48}(-k+2)\left(\frac{v_2}{a_2}\right)^6+\ldots \qquad \text{(III.9)}$$

Даже при $v_2 = 0{,}5\ a$, третий член разложения составляет от второго члена только

$$\frac{k(-k+2)\cdot 8}{48k}\left(\frac{v_2}{a_2}\right)^2=\frac{2-1{,}41}{6}\cdot 0{,}25\cdot 100=2{,}5\%$$

Последующие члены ряда еще меньше, а начиная с пятого члена все нечетные члены ряда имеют знак минус. Поэтому можно ограничиться двумя первыми членами ряда.

С учетом (III.9) получим

$$P_1\cong P_2+\frac{k}{2}P_2\left(\frac{v_2}{a_2}\right)^2+\frac{k}{8}P_2\left(\frac{v_2}{a_2}\right)^4 \qquad \text{(III.10)}$$

Произведение величин, входящих в уравнение (III.10), может быть преобразовано

$$\frac{k}{2}P_2\left(\frac{v_2}{a_2}\right)^2=\frac{k}{2}P_2\frac{v_2^2}{\frac{kP_2}{\rho_2}}=\frac{\rho_2 v_2^2}{2}$$

В результате получаем

$$P_1=P_2+\frac{\rho^2 v_2^2}{2}+\frac{1}{4}\left(\frac{v_2}{a_2}\right)^2\frac{\rho_2 v_2^2}{2} \qquad \text{(III.11)}$$

Из уравнения Бернулли для несжимаемой жидкости следует

$$P_1=P_2+\frac{\rho_2 v_2^2}{2} \qquad \text{(III.12)}$$

Таким образом, сжимаемость газа при больших давлениях учитывается в уравнении Бернулли поправкой, равной

$$\Delta=\frac{1}{4}\left(\frac{v_2}{a_2}\right)^2\frac{\rho_2 v_2^2}{2} \qquad \text{(III.13)}$$

Скорость истечения газа из сосуда, исходя из уравнения (III.13), будет равна

$$v_2'=\sqrt{\frac{2}{\rho_2}(P_1-P_2-\Delta)} \qquad \text{(III.14)}$$

Если не учитывать сжимаемости газа и определять скорость по формуле

$$v_2' = \sqrt{\frac{2}{\rho_2}(P_1 - P_2)} \qquad \text{(III.15)}$$

то получится несколько завышенный результат.

Можно определить величину относительной систематической ошибки. Для этого найдем относительную разность

$$\frac{v_2' - v_2}{v_2} = \left[\frac{2}{\rho_2 v_2^2}(P_1 - P_2)\right]^{1/2} - \left[\frac{2}{\rho_2 v_2^2}(P_1 - P_2 - \Delta)\right]^{1/2}$$

Так как $P_1 - P_2 \cong v_2^2 \rho_2 / 2$, то

$$\frac{v_2' - v_2}{v_2} = 1 - \left[1 - \frac{1}{4}\left(\frac{v_2}{a_2}\right)^2\right]^{1/2} \qquad \text{(III.16)}$$

Разложим в ряд второй член правой части последнего уравнения

$$\left[1 - \frac{1}{4}\left(\frac{v_2}{a_2}\right)\right]^{1/2} = 1 - \frac{1}{8}\left(\frac{v_2}{a_2}\right)^2 - \frac{1}{128}\left(\frac{v_2}{a_2}\right)^4 - \ldots$$

и подставим полученный ряд в уравнение (III.16), получим

$$\frac{v_2' - v_2}{2} = \frac{1}{8}\left(\frac{v_2}{a_2}\right)^2 + \frac{1}{128}\left(\frac{v_2}{a_2}\right)^4 \qquad \text{(III.16')}$$

В табл. III.2 приведены результаты расчетов по формуле (III.16') для значений v_2/a_2 от 0,1 до 0,6 при $\rho = 1{,}2$ кг/м^3.

Из таблицы видно, что с ошибкой, не превышающей 0,5%, можно для расчетов скорости истечения газов пользоваться уравнением Бернулли для несжимаемой жидкости при перепаде давлений меньше 2500 Па ($\approx$ 255 кгс/м^2).

ТАБЛИЦА III.2

$\frac{v_2}{a_2}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
v_2, м/с	33	66	99	132	165	198
$P_1 - P_2$ { Па, кгс/м^2	650 66	2600 270	5900 600	10 500 1 010	16 250 1 650	23 500 2 400
$\frac{v' - v_2}{v_2}$, %	0,125	0,51	1,14	2,16	3,51	5,46

В аэродинамике газ, текущий со скоростью до 70 м/с, рассматривается как несжимаемая жидкость, так как ошибка в определении скоростного напора при этом не превышает 1%.

С систематической ошибкой до 5%, которая может быть учтена поправочным множителем, истечение газа можно рассчитывать по формуле (III.15) до величины перепада давления 20 000 Па ($\sim$ 2040 кгс/м^2).

При больших перепадах давления, но меньших критического, для определения скорости истечения следует пользоваться формулой

$$v = \sqrt{2\frac{k}{k-1}\cdot\frac{P_1}{\rho_1}\left[1-\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} = P_1\sqrt{2\frac{k}{k-1}\cdot\frac{1}{RT_1}\left[1-\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \qquad \text{(III.17)}$$

Массовый расход (в кг/с) будет равен

$$G = \mu f\sqrt{\frac{2k}{k-1}P_1\rho_1\left[1-\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \qquad \text{(III.17')}$$

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЫДЕЛЕНИЯ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ ИЗ ОБОРУДОВАНИЯ, РАБОТАЮЩЕГО ПОД РАЗРЕЖЕНИЕМ

Оборудование, токсичная среда в котором находится под малым разрежением (до 10^3 Па)*, является источником загрязнения воздушной среды.

Так как к оборудованию, работающему под разрежением, не предъявлялись требования относительно его герметизации и оно не подвергалось испытанию на плотность, то его, как правило, делают менее герметичным.

Несмотря на разрежение, через неплотности навстречу потоку воздуха в результате молекулярной диффузии происходит вынос вредных веществ в окружающую среду. Такой процесс проявляется особенно сильно, когда в оборудовании концентрации высокотоксичных веществ в 10^5 и более раз превышают предельно допустимые.

Так, например, согласно производственным исследованиям из ванн электролиза хлора при недостаточной их герметизации даже при разрежении 40—60 Па может выделяться до 70 г/ч хлора на

* При разрежении больше 1000 Па оборудование рассматривается как вакуумное и к его герметизации предъявляются повышенные требования.

одну ванну. Необходимый воздухообмен для удаления этого количества хлора составляет около 70 000 м³/ч. При хорошей герметизации, достигнутой на лучших заводах этой отрасли промышленности, выделения хлора снижены в 3—4 раза.

Таким образом, герметизация оборудования способствует значительному сокращению капитальных и эксплуатационных расходов на вентиляцию и обеспечению в цехах требуемой санитарными нормами чистоты воздушной среды.

В главе II были выведены формулы, позволяющие определить количество вредных веществ, проникающих из оборудования навстречу потоку воздуха вследствие турбулентного или диффузионного переноса вещества. Для такого расчета должны быть известны: площадь отверстий в корпусах оборудования F, скорость входящего через отверстие воздуха v, длина канала a, на которой воздух движется со скоростью v, коэффициент обмена — (при турбулентном переносе — A, при молекулярной диффузии — D), а также концентрации внутри оборудования q_0 и на его наружной поверхности q_a.

Как уже отмечалось, при стационарном потоке бесконечной длины расход вредного газа из оборудования равен нулю. Если бы в помещении, где установлено оборудование, была совершенно невозмущенная воздушная среда, то поле концентраций вредных веществ, создающееся вокруг источников их выделения, не нарушалось бы, и расход вещества равнялся бы нулю. Но так как в вентилируемых помещениях воздух всегда подвижен и воздушная среда в них турбулизируется приточными и тепловыми струями, то течение у всасывающегося отверстия нарушается и поле концентраций вокруг оборудования размывается. В результате этого концентрация вредных веществ вблизи оборудования снижается ($q_a < q_{a_0}$), и из оборудования в помещение поступают вредные вещества (см. формулы табл. II.2 и рис. II.14).

Рассмотрим процесс молекулярной диффузии навстречу потоку воздуха в неплотностях в стенках оборудования, токсичная среда в котором находится под разрежением.

Будем считать, что неплотности в стенках можно представить в виде каналов, сечение которых близко к кругу или к прямоугольнику с очень большим отношением сторон (щель).

Из-за малого значения коэффициента диффузии D величина $e^{-\frac{va}{D}} \ll 1$; но так как концентрация вредного вещества в оборудовании q_0 велика, значение $q_0 e^{-\frac{va}{D}} > q_{\text{ПДК}}$. Поэтому в данном расчете можно согласно табл. II.2 пользоваться формулой

$$G = Fvq_0 e^{-\frac{va}{D}}$$

Течение в щелевидных каналах будет ламинарным. Учитывая характерный для ламинарного течения профиль скоростей, были

получены формулы * для определения количества вредного вещества (в г/с), выделяющегося из оборудования:

а) если сквозные поры представляют собой каналы с сечением, близким к кругу

$$G = \frac{fq_0D^2}{v_m a^2} \qquad \text{(III.18)}$$

б) если сквозные поры — каналы с сечением, приближающимся к сильно вытянутому прямоугольнику

$$G = \frac{1}{2} \cdot \frac{fq_0D^2}{v_m a^2} \qquad \text{(III.19)}$$

В формулах III.18 и III.19 f — суммарная площадь сквозных пор, м^2; q_0 — концентрация вредного газа в оборудовании, г/м^3; v_m — осевая скорость в канале, м/с; D — коэффициент диффузии газа в воздухе, м^2/с; a — средняя длина каналов сквозных пор, м.

Так как при ламинарном течении в круглых каналах средняя скорость $v = 1/2\ v_m$, а в прямоугольных $v = 2/3\ v_m$, то заменяя в формулах (III.18) и (III.19) осевые скорости на средние по сечению получим (в г/с)

$$G = \frac{1}{2} \cdot \frac{fq_0D^2}{va^2} = \frac{q_0}{2} \cdot \frac{f^2D^2}{La^2} \qquad \text{(III.20)}$$

$$G = \frac{1}{3} \cdot \frac{fq_0D^2}{va^2} = \frac{q_0f^2D^2}{3La^2} \qquad \text{(III.21)}$$

где $L = fv$ — количество воздуха, подсасываемое в оборудование, м^3/с.

Сравнивая формулы (III.20) и (III.21), можно отметить, что цифровые коэффициенты в них близки. Поэтому с достаточной степенью точности можно принять среднее значение цифрового коэффициента $^5/_{12}$ или с некоторым запасом принимать во всех случаях цифровой коэффициент равным — $^1/_2$ как в формуле (III.20).

Формулу (III.20) можно представить также в виде

$$G = \frac{1}{2} \cdot \frac{q_0fv}{\mathrm{Pe}^2} \qquad \text{(III.22)}$$

где $\mathrm{Pe} = va/D$ — критерий Пекле в задачах диффузионного переноса вещества.

Простейшими испытаниями в настоящее время не представляется возможным определить площадь сечения щелей и среднюю длину канала сквозных пор.

Для определения величины газовыделений и контроля за ними необходимы два вида испытаний.

Первое — аэродинамическое испытание, при котором определяют количество воздуха, подсасываемое в оборудование в за-

* Вывод формул приведен в первых изданиях книги.

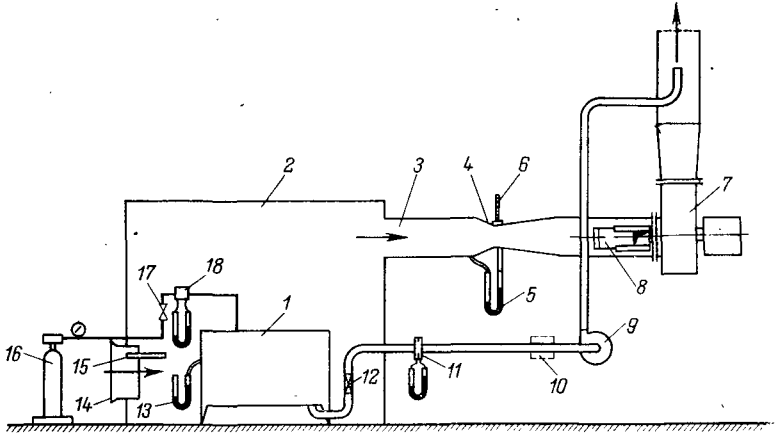


Рис. III-1. Схема установки для испытания герметичности технологического оборудования, работающего под разрежением:

1 — испытываемое технологическое оборудование; *2* — укрытие; *3* — вытяжной воздуховод; *4* — труба Вентури; *5* — микроманометр к трубе Вентури; *6* — индикаторная трубка для определения концентрации газа в удаляемом воздухе; *7* — вытяжной вентилятор; *8* — регулировочный шибер; *9* — вентилятор; *10* — газоанализатор, определяющий содержание воздуха в газе; *11*, *18* — реометры; *12*, *17* — вентили; *13* — микроманометр; *14* — приточное отверстие; *15* — индикаторная трубка для определения концентрации газа в приточном воздухе; *16* — баллон с газом.

висимости от разрежения в нем. Второе — испытание оборудования, при котором непосредственно определяют величину выделения из него вредных веществ. Оба вида испытаний проводят только на заводе-изготовителе оборудования. На месте монтажа и после ремонтов оборудование подвергается только первому — аэродинамическому испытанию.

В заводских условиях испытания проводят по схеме, представленной на рис. III-1. Испытываемое оборудование *1* располагают в укрытии *2* или в отдельном помещении.

Из укрытия или из помещения, в котором установлено испытываемое оборудование, делают механическую вытяжку. Приток может быть естественным через отверстие *14* в укрытии в результате разрежения, создаваемого вентилятором *7*.

В испытываемое оборудование из баллона *16* подают аммиак, двуокись углерода или другой малотоксичный газ, малые концентрации которого в воздухе можно определить известным способом. С помощью вентилятора *9* в оборудовании поддерживается разрежение ΔP, соответствующее разрежению во время работы. Микроманометр *13* регистрирует разрежение в оборудовании ΔP (Па), а реометр *11* — расход L смеси воздуха и газа, отсасываемого от оборудования. Трубой Вентури *4* и микроманометром *5* измеряют расход воздуха, удаляемого из укрытия.

В узком сечении трубы Вентури *4*, где наилучшее перемешивание воздуха и выделившегося из оборудования газа измеряют его

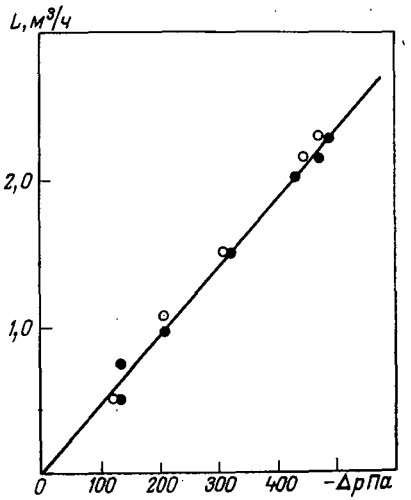


Рис. III-2. Зависимость разрежения в оборудованни от количества отсасываемого из него воздуха (по опытам Н. В. Чиличкина).

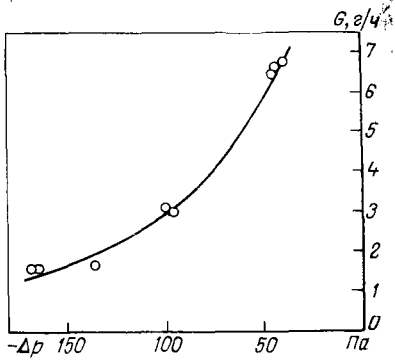


Рис. III-3. Зависимость количества выделяющегося из ванны электролиза хлора от разрежения в ней (по опытам Н. В. Чиличкина).

концентрацию ($q_{ух}$) с помощью индикаторной трубки *6*. В приточном проеме *14* замеряют концентрацию газа (индикаторная трубка *15*) в воздухе, входящем в укрытие $q_{пр}$.

Количество выделившегося из оборудования газа (в г/с) определяют по формуле газовоздушного баланса

$$G = L_в (q_{ух} - q_{пр}) \qquad \text{(III.23)}$$

С помощью шибера *8* регулируют расход воздуха, удаляемого от укрытия *2*, и устанавливают расход, при котором в каждом конкретном случае представляется возможность с достаточной степенью точности измерить концентрацию газа ($q_{ух}$) в удаляемом воздухе.

Принимается следующий порядок испытаний.

Закрывают заглушками все патрубки, кроме соединяющих оборудование с трубопроводами, указанными на схеме (рис. III-1), проводят аэродинамические испытания оборудования *1* на плотность. Для этого пускают вентилятор *9* и по микроманометру *13* и расходомеру *11* при разном открытии вентиля *12* определяют разрежение в оборудовании ΔP (в Па или кгс/м²) и количество воздуха, отсасываемого от оборудования L (м³/с).

На рис. III-2 в качестве примера приведен график зависимости L от ΔP по данным испытания опытного образца ванны для электролиза хлора на жидком ртутном катоде.

Опытные точки на графике хорошо укладываются на прямую, что подтверждает ламинарный характер течения воздуха в щелях.

Величина $L/\Delta P$, являющаяся угловым коэффициентом прямой на графике, может рассматриваться как параметр, характеризующий герметичность оборудования. Обозначим этот параметр $m_1 = \frac{L}{\Delta P}$.

Вторым этапом испытания является заполнение объема оборудования газом. Для этого открывают ранее закрытый вентиль *17* при действующем вентиляторе *9*. Так как применяемые при испытании газы по плотности значительно отличаются от воздуха, то по плотности смеси можно судить о их концентрации в воздухе. Поэтому, когда на реометрах *11* и *18*, имеющих одинаковую характеристику, устанавливаются близкие показания, это указывает на то, что оборудование полностью заполнено газом и через реометр *11* проходит смесь, плотность которой близка плотности газа из баллона. Во время заполнения в оборудовании поддерживается атмосферное давление ($\Delta P = 0$), что достигается регулированием вентилями *12* и *17*.

В третьем этапе испытаний действует вентилятор *7* и измеряют расход воздуха по трубе Вентури *4* и концентрацию газа $q_{пр}$ и $q_{ух}$ с помощью индикаторных трубок *15* и *6*. По данным измерений определяют количество выделяющихся из оборудования вредных веществ по формуле (III.23).

На рис. III-3 представлены данные испытания упомянутого выше опытного электролизера.

Предлагаемые испытания позволяют оценить достаточность степени герметизации оборудования и обоснованно выбрать разрежение, которое следует поддерживать в нем при эксплуатации.

Результаты испытаний: величина $m_1 = L/\Delta P$ и график зависимости $G = f(\Delta P)$ должны приводиться в паспорте оборудования, работающего под разрежением.

Если выразить количество подсасываемого в оборудование воздуха через разрежение в нем

$$L = m_1 \Delta P \tag{III.24}$$

и подставить в формулу (III.20), то получим

$$G = \frac{q_0 f D^2}{2 m_1 \Delta P} \tag{III.25}$$

Из формулы (III.25) следует, что

$$G \infty \frac{1}{\Delta P} \tag{III.26}$$

Эта теоретически найденная зависимость хорошо подтверждается данными экспериментов, приведенными также на рис. I-1.

В производственных условиях определяют только величину $m_1 = \frac{L}{\Delta P}$. Совпадение этой величины с паспортной дает основание считать, что и зависимость $G = f(\Delta P)$ будет соответствовать паспортной.

Для пересчета с условий, имевших место при испытаниях на заводе-изготовителе, на условия эксплуатации оборудования в про-

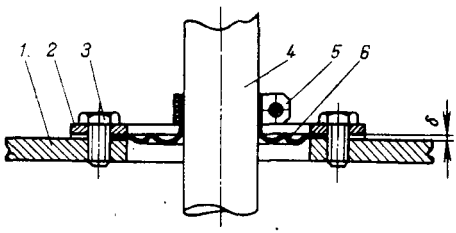


Рис. III-4. Конструкция уплотнения места прохода электрода через крышку ванны электролиза:

1 — крышка ванны; *2* — фланец; *3* — болты крепления фланца; *4* — электрод; *5* — хомут для крепления диафрагмы к электроду; *6* — резиновая диафрагма.

изводственных условиях величины газовыделений следует умножить на отношение

$$\frac{q_0}{q_{0\text{п}}}\left(\frac{D}{D_\text{п}}\right)^2 \qquad \text{(III.27)}$$

где q_0 и D — концентрация и коэффициент диффузии в воздухе вредного вещества в производственных условиях; $q_{0\text{п}}$ и $D_\text{п}$ — концентрация в оборудовании и коэффициент диффузии в воздухе вредного вещества в условиях испытаний на заводе-изготовителе.

Если в производственных условиях величина $m_1 = L/\Delta P$ окажется больше паспортной, то в первую очередь следует принять меры к усилению герметизации оборудования и добиться снижения этой величины до значения, указанного в паспорте.

Следует учитывать, что при бо́льших значениях $m_1 = L/\Delta P$, чем указанное в паспорте, выделения вредных веществ могут возрасти и превысить указанные в паспорте величины (см. график типа, приведенного на рис. III-3) до $(m_1/m_\text{п})^{3/2}$ раз. При коэффициенте m_1, превышающем паспортное значение $m_\text{п}$, увеличивается количество воздуха, подсасываемого в оборудование. Это снижает качество продукта, а в некоторых случаях может вызвать взрыв. Так, например, в ваннах электролиза хлора, в которых образуется водород, подсос воздуха может привести к образованию взрывчатой смеси.

Однако для сокращения подсоса воздуха при плохой герметизации ванны не следует уменьшать разрежение в ваннах, так как это вызывает резкое повышение газовыделений.

В таких случаях необходимо повысить степень герметизации ванн. Этого можно достичь как уменьшением площади отверстий, так и увеличением длины канала сквозных пор. Длина канала пропорциональна ширине прокладок, толщине резиновых диафрагм (см. рис. III-4) или другой пористой стенки.

Увеличение указанных размеров приводит к существенному снижению газовыделений из оборудования, среда в котором находится под разрежением.

При возможности в производственных условиях уменьшить величину $m_1 = L/\Delta P$ меньше паспортной, можно с достаточной уверенностью ожидать, что газовыделения уменьшатся в $(m_1/m_\text{п})^{2/3}$ раз.

Так же как и для оборудования, работающего под давлением, расчетное количество газовыделений умножается на коэффициент η. Как уже указывалось, этот коэффициент определяет допустимое увеличение выделений вредных веществ в течение срока эксплуатации между ремонтами герметизирующих устройств оборудования.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ, ВЫДЕЛЯЮЩИХСЯ ЧЕРЕЗ УПЛОТНЕНИЯ ДВИЖУЩИХСЯ ЧАСТЕЙ ОБОРУДОВАНИЯ

Для поршневых насосов, перекачивающих холодные малосернистые нефтепродукы, предложена на основании экспериментальных работ в производственных условиях формула для определения количества (в г/ч) вредных веществ (паров и газов), проходящих через сальник штока

$$G = \pi d Б \sqrt{P} \qquad \text{(III.28)}$$

где G — количество вредных веществ, выделяющихся через сальник штока, г/ч; d — диаметр продуктового штока, мм; Б — опытный коэффициент для высокоагрессивных нефтепродуктов (алкилаты и др.) Б-5; для бензинов, лигроинов, керосинов Б-2,5; P — избыточное давление, 10^5 Па (кгс/см^2).

На новых заводах поршневые насосы, как правило, не устанавливают из-за больших выделений вредных веществ через сальники.

При лабиринтном уплотнении вращающихся валов препятствие проникновению веществ из оборудования создается в результате многократного чередования последовательно расположенных зазоров и расширительных камер. Подвижные и неподвижные части системы не соприкасаются между собой, зазоры составляют 0,2—0,5 мм. Лабиринтное уплотнение применяют при больших скоростях вращения вала и высокой температуре среды в оборудовании.

Количество паров или газов, выделяющихся через лабиринтное уплотнение, может быть определено по формуле (в г/с)

$$G = 10f \sqrt{\frac{P_1^2 - P_2^2}{nP_1}\rho} \qquad \text{(III.29)}$$

где f — площадь зазора, см^2; P_1 — давление перед лабиринтом, 10^5 Па (кгс/см^2); P_2 — давление после лабиринта, 10^5 Па (кгс/см^2); n — число камер лабиринта; ρ — плотность пара или газа, кг/м^3.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ, УНОСИМЫХ КОНВЕКТИВНЫМИ ПОТОКАМИ

Из оборудования химических производств часто одновременно с вредными газами или пылью выделяется тепло. Над таким оборудованием возникает конвективная тепловая струя, несущая вредные пары, газы и пыль.

Для этого случая М. З. Брауде [15], используя формулы для турбулентных струй, предложил методику определения количества выделяющихся вредных веществ измерением в струе осевых скоростей и концентраций.

Количество тепла (в Вт или ккал/ч) в конвективной струе можно определить, измерив избыточную температуру Δt_m на оси тепловой

струи на высоте z большей четырех диаметров нагретого тела, по формуле

$$Q = \sqrt{\frac{\Delta t_m^3 z^5}{B_1^3}} \qquad \text{(III.30)}$$

где z — расстояние от полюса струи до рассматриваемой точки (величину полюсного расстояния принимают по табл. II.2); B_1 — коэффициент (принимается по табл. II.2).

Если на данной высоте z на оси струи замерены избыточные температуры Δt_m и концентрация Δq_m, то может быть определено количество вредных веществ G, содержащихся в струе.

Чтобы вывести формулу для определения G, используем формулу для профиля скоростей в тепловой струе (см. табл. II.2) и примем, что распределение избыточных концентраций в поперечном сечении струи совпадает с распределением избыточных температур. Тогда

$$G = \int_F v \Delta q dF = v_m \Delta q_m \int_F e^{-(m+p)\left(\frac{y}{z}\right)^2} dF$$

Но так как

$$Q = c_p \rho \int_F v \Delta t dF = c_p \rho v_m \Delta t_m \int_F e^{-(m+p)\left(\frac{y}{z}\right)^2} dF \qquad \text{(III.31)}$$

то, решая совместно уравнения (III.30), (III.31), получим

$$G = \frac{\Delta q_m}{c_p \rho} \sqrt{\frac{\Delta t_m z^5}{B_1^3}} \qquad \text{(III.32)}$$

Подставив в выражение (III.32) значение $c_p = 1{,}005 \times \times 10^3$ Дж/(кг·К) и $\rho = 1{,}2$ кг/м^3, определим количество вредного вещества (в мг/с), выделяющегося из оборудования

$$G = 8{,}35 \cdot 10^{-4} \Delta q_m \sqrt{\frac{\Delta t_m z^5}{B_1^3}} \qquad \text{(III.32')}$$

В формулах (III.32) и (III.32′) избыточная концентрация на оси струи выражается в мг/м^3.

ИСПАРЕНИЕ С ОТКРЫТЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

При проектировании вентиляции химических заводов необходимо определять количество испаряющихся веществ от маленьких капель (например, с капелек ртути, которая бывает разлита на полу или оборудовании цехов, где она применяется) до больших площадей, залитых химическими веществами (в ваннах, на полу цехов, а также на территории химических заводов).

Исследованиям процесса испарения посвящено много работ, в том числе около 2000 — испарению воды. Работы Л. Д. Бермана,

М. И. Будыко, А. В. Нестеренко, Л. С. Клячко, В. Г. Мацака, [16—19] и др. позволили создать общую теорию и расчетные формулы для большинства встречающихся в практике случаев. Исходя из того, что процессы переноса тепла и вещества описываются идентичными дифференциальными уравнениями, Л. С. Клячко предложил написать для обоих процессов при свободной конвекции аналогичные эмпирические зависимости

для переноса тепла

$$\mathrm{Nu} = C\,(\mathrm{Gr}\,\mathrm{Pr})^n \qquad \text{(III.33)}$$

для переноса вещества

$$\mathrm{Nu}' = C\,(\mathrm{Gr}\,\mathrm{Pr}')^n \qquad \text{(III.33')}$$

где $\mathrm{Nu} = \dfrac{\alpha d}{\lambda}$ — критерий Нуссельта для процессов теплообмена; C — коэффициент, зависящий от граничных условий, формы и режима свободной конвекции; $\mathrm{Gr} = \dfrac{gd^3(\rho_0 - \rho_ж)}{\nu^2\rho_ж}$ — критерий Грасгофа; $\mathrm{Pr} = \dfrac{\nu}{\alpha}$ — критерий Прандтля для процессов теплообмена; n — показатель степени, зависящий от режима конвекции; $\mathrm{Nu}' = \dfrac{g_0 d}{D}$ — критерий Нуссельта для процессов испарения; $\mathrm{Pr}' = \dfrac{\nu}{D}$ — критерий Прандтля для процессов испарения; α — коэффициент конвективной теплоотдачи, Вт/(м²·К), или ккал/(м²·ч·°С); λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К), или ккал/(м·ч·°С); g — ускорение силы тяжести; d — определяющий размер, м; ρ_0 — плотность воздуха на удалении от источника испарения, кг/м³; $\rho_ж$ — плотность воздуха над поверхностью при температуре испаряющейся жидкости, кг/м³; ν — коэффициент кинематической вязкости, м²/с; $g_0 = \dfrac{G}{F\,(q_ж - q_0)}$ — массовая скорость испарения (масса вещества, испаряющегося с единицы поверхности в единицу времени и отнесенного к единице разности концентраций на поверхности испаряющейся жидкости и в окружающем воздухе, м/с); G — количество испаряющихся паров, г/с; q_0 и $q_ж$ — концентрации паров в среде, окружающей источник, и над его поверхностью, г/м³; D — коэффициент молекулярной диффузии, м²/с.

Показатель степени n в условиях свободной конвекции, так же как и при теплоотдаче, меняется от нуля до $^1/_3$.

Рассмотрим три режима процесса испарения.

1. Пленочный режим. Произведение критериев $\mathrm{GrPr} < 1$; $n = 0$. При этом режиме над поверхностью жидкости создается пленка неподвижного воздуха.

Перенос вещества с поверхности через эту пленку происходит в результате диффузии. В данном случае значение критерия Nu′ постоянно

$$\mathrm{Nu}' = \mathrm{const} \qquad \text{(III.34)}$$

Для рассматриваемого режима может быть использована формула Стефана

$$V = 2Dd \ln \frac{B - p_0}{B - p_ж} \qquad \text{(III.35)}$$

где V — объем паров, образующихся в единицу времени со всей площади

испарения, м³/с; B — барометрическое давление, Па или мм рт. ст.; p_0 — парциальное давление паров в окружающем воздухе на удалении от источника, Па или мм рт. ст.; $p_ж$ — парциальное давление паров в насыщенном воздухе непосредственно над поверхностью жидкости при температуре испарения, Па или мм рт. ст.

Значения p_0 и $p_ж$ во многих случаях малы по сравнению с барометрическим давлением B, поэтому, пользуясь формулами приближенного вычисления, найдем количество испарившегося вещества V (в м³/с)

$$V = \frac{2Dd(p_ж - p_0)}{B} \qquad \text{(III.35')}$$

Преобразуя выражение (III.35') с помощью характеристического уравнения, найдем количество испарившегося вещества G в г/с)

$$G = 2Dd(q_ж - q_0) \qquad \text{(III.36)}$$

Если коэффициент диффузии D будет иметь размерность м²/ч, то по формулам III.35' и III.36 количество испаряющегося вещества будет измеряться соответственно в м³/ч и в г/ч.

Если считать, что испарение происходит с круглой поверхности диаметром d, то скорость испарения (в м/с) будет равна

$$g_0 = \frac{G}{F(q_ж - q_0)} = \frac{2Dd(q_ж - q_0)}{\frac{\pi d^2}{4}(q_ж - q_0)} = \frac{8D}{\pi d} \qquad \text{(III.37)}$$

Подставив найденное значение g_0 в критерий Nu', получим

$$\mathrm{Nu}' = \frac{g_0 d}{D} = \frac{8}{\pi} = 2{,}55 = \text{const} \qquad \text{(III.38)}$$

При малых значениях произведения критериев Gr Pr' происходит испарение с капелек ртути или других веществ, находящихся в размельченном или каплеобразном виде.

Автором были поставлены опыты для определения испарения ртути при температуре воздуха 10—30° С, которые подтвердили, что при малых значениях произведения критериев GrPr' критерий Nu' имеет постоянное значение порядка 2—2,5.

При температуре поверхности испарения и окружающей среды 20° С значение $\mathrm{GrPr} \leqslant 1$ будет при диаметре открытой поверхности ртути меньше 16 мм. Таким образом, испарение ртути, имеющей диаметр пятен и капелек меньше 16 мм, подчиняется закону Nu' = const и определяется по формуле (III.38).

С достаточной степенью точности можно применить закон Nu' = = const до величины GrPr' = 40. Это подтверждается опытами по определению испарения и теплоотдачи.

Если считать, что критическое значение произведения критериев $(\mathrm{Gr\,Pr'})_{кр} = 40$, то законом Nu' = const можно пользоваться при расчете испарения с поверхности ртути при диаметре ртутных

пятен $d = 16$ мм и температуре поверхности жидкости $t_ж = 70°$ С.

Рассмотрим, как изменяется количество испаряющейся ртути при одной и той же суммарной ее массе G_c, но разных диаметрах капелек (от 16 мм и меньше).

Напишем следующие пропорциональности

$$G_c \infty nd^3 \tag{III.39}$$

$$F_c \infty nd^2 \tag{III.40}$$

где G_c — суммарная масса разлитой ртути, г; n — число капелек; d — диаметр капелек, м; F_c — суммарная поверхность капелек, м².

Разделив пропорциональность (III.39) на (III.40), найдем, что

$$F_c \infty \frac{G_c}{d} \tag{III.41}$$

суммарная поверхность капель данного количества ртути обратно пропорциональна их диаметру.

Решив совместно пропорциональность (III.41) и уравнение (III.37), найдем, как изменяется количество испаряющейся ртути в зависимости от размера капель

$$G \infty F_c g_0 \infty \frac{G_c}{d^2} \tag{III.42}$$

Если учесть, что давление паров жидкости над выпуклой поверхностью больше по сравнению с давлением паров над плоской поверхностью жидкости, то получим, что

$$G \infty \frac{G_c}{d^p} \tag{III.43}$$

где p — показатель степени, $p > 2$.

Таким образом, с уменьшением размера капель количество испаряющегося вещества одной и той же массы увеличивается обратно пропорционально диаметру капель в степени большей, чем в квадрате.

Если жидкость, пары которой тяжелее воздуха, находится в глубоком сосуде, то процесс испарения также будет происходить в результате молекулярной диффузии.

Для этого случая следует пользоваться формулой Стефана

$$V = \frac{DF}{h} \ln \frac{B - p_0}{B - p_ж} \tag{III.44}$$

где F — площадь сосуда, м²; h — глубина сосуда, считая от верхнего его края до поверхности жидкости, м.

2. Ламинарный и локонообразный режимы. $n = 1/4$. Ламинарный режим движения воздуха около поверхности испарения наблюдается при $2 \cdot 10^2 < \mathrm{GrPr}' < (\mathrm{GrPr}')_{крит}$. Верхний предел рассматриваемого режима зависит от формы поверхности испарения и условий протекания процесса испарения.

Используя имеющиеся данные о критическом значении произведения GrPr при течении тепловых струй около нагретых поверхностей, можно считать, что

для процесса испарения с вертикальной смоченной стенки — $(GrPr)_{крит} = 2{,}3 \cdot 10^8$;

для процесса испарения с горизонтальной поверхности жидкости, пары которой

а) легче воздуха $(GrPr)_{крит} = 7{,}1 \cdot 10^5$;

б) тяжелее воздуха $(GrPr)_{крит} = 1{,}25 \cdot 10^9$.

Таким образом, в зависимости от условий протекания процесса испарения критическое значение произведения критериев GrPr′ меняется в пределах более трех порядков.

Для рассматриваемых ламинарного и локонообразного режимов уравнение в критериальной форме имеет вид

$$Nu' = C\,(Cr\,Pr')^{1/4} \qquad (III.45)$$

Если раскрыть в уравнении III.45 значения критериев и выразить $\nu = Pr'D$, то получим

$$\frac{g_0 l}{D} = C\left[\frac{gl^3}{\nu^2} \cdot \frac{\rho_0 - \rho_ж}{\rho_ж} \cdot \frac{\nu}{D}\right]^{1/4} \qquad (III.46)$$

Подставив значение массовой скорости испарения g_0, найдем количество паров, испаряющихся с поверхности жидкости (в г/с)

$$G = g^{1/4} CF\,(q_ж - q_0) D^{1/2} l^{-1/4} Pr'^{-1/4} \left(\frac{\Delta\rho}{\rho_ж}\right)^{1/4} \qquad (III.47)$$

Согласно теории диффузии Ланжевена, значение критерия Прандтля для испарения

$$Pr' = \frac{\nu}{D} = 0{,}66 \qquad (III.48)$$

Л. С. Клячко [18], сделавший данный вывод, рекомендует следующие значения коэффициента C:

при испарении с горизонтальных поверхностей жидкостей, пары которых легче воздуха ($M_п < M_в$), $C = 1$;

при испарении с горизонтальных поверхностей жидкостей, пары которых тяжелее воздуха ($M_п > M_в$), $C = 0{,}55$;

при испарении со смоченной вертикальной поверхности $C = 0{,}67$.

Значения коэффициентов $C = 1$ и $0{,}55$ относятся к сосудам квадратной или круглой формы, наполненным жидкостью до краев. Для прямоугольных сосудов с большим соотношением сторон значение коэффициента C нужно умножить на 0,9.

Величину $\Delta\rho$ (в г/м^3) можно найти, пользуясь уравнением (см. гл. V) для определения изменения плотности воздуха при подмешивании к нему паров или газов

$$\Delta\rho = \rho_ж - \rho_0 = \rho_{в_ж} + q_ж\left(1 - \frac{M_в}{M_п}\right) - \rho_{в_0} - q_0\left(1 - \frac{M_в}{M_п}\right) \qquad (III.49)$$

где $\rho_{в_0}$ — плотность воздуха без примеси паров испаряющегося вещества

на удалении от источника испарения, г/м³; $\rho_{в_ж}$ — то же, над поверхностью испаряющейся жидкости при температуре поверхности испарения, г/м³; $M_в$ — молекулярная масса воздуха; $M_п$ — молекулярная масса паров испаряющейся жидкости.

Если температура поверхности испаряющейся жидкости близка к температуре воздуха и можно принять $\rho_{в_ж} \cong \rho_{в_0}$, то величина $\Delta\rho$ (в г/м³) определяется по формулам

при $M_п < M_в$

$$\Delta\rho = \rho_0 - \rho_ж = (q_ж - q_0)\left(\frac{M_в}{M_п} - 1\right) \qquad \text{(III.50)}$$

при $M_п > M_в$

$$\Delta\rho = \rho_ж - \rho_0 = (q_ж - q_0)\left(1 - \frac{M_в}{M_п}\right) \qquad \text{(III.51)}$$

Подставив найденное значение $\Delta\rho$ в формулу (III.57), получим выражение для G (в г/с)

$$G = g^{1/4} C F l^{-1/4} D^{1/2} (q_ж - q_0)^{5/4} \left|\left(1 - \frac{M_в}{M_п}\right)\right|^{1/4} \rho_ж^{-1/4} Pr'^{-1/4} \qquad \text{(III.52)}$$

Если объединить постоянные величины в один комплекс и принять также за постоянную величину $\rho_ж = 1200$ г/м³ (что можно сделать, если испарение происходит при температуре, близкой к 293 К, а также учитывая, что эта величина входит в формулу как сомножитель), то формула примет вид

$$G = Б_1 C F l^{-1/4} D^{1/2} (q_ж - q_0)^{5/4} \left|\left(1 - \frac{M_в}{M_п}\right)\right|^{1/4} \qquad \text{(III.53)}$$

где

$$Б_1 = g^{1/4} Pr'^{-1/4} \rho_ж^{-1/4} = 9{,}81^{1/4} \cdot 0{,}66^{-1/4} \cdot 1200^{-1/4} = 0{,}334 \text{ м}^{1/2}/(\text{с}^{1/2} \cdot \text{г}^{1/4})$$

В формуле (III.53) множитель $\left(1 - \frac{M_в}{M_п}\right)$ берется по абсолютному значению.

Для многих веществ в справочниках приводятся величины парциальных давлений паров, насыщающих воздух ($p_п$), а данных о количестве паров, насыщающих воздух ($q_п$), не имеется и их необходимо рассчитывать. Поэтому выразим в формуле (III.53) концентрации паров через их парциальные давления

$$q = \frac{R_в}{R_п} \cdot \frac{p_п}{B - p_п} \rho_в \qquad \text{(III.54)}$$

где $R_в$, $R_п$ — газовые постоянные воздуха и паров; $p_п$ — парциальное давление паров, Па; B — барометрическое давление, Па; $\rho_в$ — плотность воздуха, г/м³.

Пренебрегая значением $p_п$ в знаменателе формулы III.54, которое для паров большинства жидкостей мало по сравнению с ба-

рометрическим давлением, и заменяя отношение газовых постоянных отношением молекулярных плотностей, получим

$$q = \frac{M_п}{M_в} \cdot \frac{p_п}{B} \rho_ж \qquad (III.55)$$

Подставляя соответствующие значения $q_ж$, q_0 в формулу (III.53), найдем количество испаряющегося вещества (в г/с)

$$G = g^{1/4} C F l^{-1/4} D^{1/2} \left(\frac{p_ж - p_0}{B}\right)^{5/4} \left(\frac{M_п}{M_в}\right)^{5/4} \rho_ж \left|\left(1 - \frac{M_в}{M_п}\right)\right|^{1/4} Pr'^{-1/4} \qquad (III.56)$$

где $p_ж$ — парциальное давление паров, насыщающих воздух над поверхностью жидкости, Па; p_0 — то же на удалении от источника испарения, Па.

Формулу можно упростить в случаях $q_0 \ll q_ж$ и, следовательно, $p_0 \ll p_ж$, считая $p_ж - p_0 \approx p_ж$*.

Включим в комплекс постоянных величин кроме g, Pr' и $\rho_ж$ также барометрическое давление $B = 101\,000$ Па (760 мм рт. ст.) и относительную молекулярную плотность воздуха $M_в = 29$.

Тогда формула (III.56) для G (в г/с) примет вид

$$G = Б_2 C F l^{-1/4} D^{1/2} (p_п M_п)^{5/4} \left|\left(1 - \frac{M_в}{M_п}\right)\right|^{1/4} \qquad (III.57)$$

где

$$Б_2 = g^{1/4} Pr'^{-1/4} (B \cdot M_в)^{-5/4} \rho_ж = 9{,}81^{1/4} \cdot 0{,}66^{-1/4} (101\,000 \cdot 29)^{-5/4} \cdot 1200 =$$
$$= 1{,}92 \cdot 10^{-5} \text{ г} \cdot \text{с}^2/(\text{м}^{3/2} \cdot \text{кг}^{5/4})^{**}.$$

С учетом рекомендуемых значений коэффициента C [18] количество испаряющегося вещества (в г/с) с горизонтальной поверхности жидкости следует определять по формулам:

а) пары вещества легче воздуха

$$G = 0{,}334 F l^{-1/4} D^{1/2} (q_ж - q_0)^{5/4} \left(\frac{M_в}{M_п} - 1\right)^{1/4} \qquad (III.58)$$

или

$$G = 1{,}92 \cdot 10^{-5} F l^{-1/4} D^{1/2} (p_п M_п)^{5/4} \left(\frac{M_в}{M_п} - 1\right)^{1/4} \qquad (III.59)$$

б) пары вещества тяжелее воздуха

$$G = 0{,}184 F l^{-1/4} D^{1/2} \left(1 - \frac{M_в}{M_п}\right)^{1/4} \qquad (III.60)$$

где $0{,}184 = 0{,}334 \cdot 0{,}55$ $\text{м}^{1/2}/(\text{с}^{1/2} \cdot \text{г}^{1/4})$.

---

* Так же в формулах, в которых имеется разность концентрации ($q_ж - q_0$), в этих случаях можно считать, что $q_ж - q_0 \approx q_ж$.

** В размерность входят г и кг; это объясняется тем, что результат желательно получить в г/с, поэтому $\rho_ж$ выражено в г/м^3, а барометрическое давление B и парциальные давления $p_п$ в Па [кг/(м$^2 \cdot$с^2)]. Если считать $\rho_ж$ = = 1,2 кг/м^3, то размерность коэффициента $Б_2$ будет с^2/(м$^{3/2} \cdot$кг$^{1/4}$) и результат (G) будет в кг/с.

Или

$$G = 1{,}05 \cdot 10^{-5} F l^{-1/4} D^{1/2} (P_{\text{п}} M_{\text{п}})^{5/4} \left(1 - \frac{M_{\text{в}}}{M_{\text{п}}}\right)^{1/4} \qquad \text{(III.61)}$$

где $1{,}05 \cdot 10^{-5} = 1{,}92 \cdot 10^{-5} \cdot 0{,}55$ г·с^2/(м$^{3/2}$·кг$^{5/4}$).

Со смоченной вертикальной поверхности количество испаряющегося вещества (в г/с) определяется по формулам

$$G = 0{,}224 F l^{-1/4} D^{1/2} (q_{\text{ж}} - q_0)^{5/4} \left| \left(1 - \frac{M_{\text{в}}}{M_{\text{п}}}\right) \right|^{1/4} \qquad \text{(III.62)}$$

где $0{,}224 = 0{,}334 \cdot 0{,}67$ м$^{1/2}$/(с$^{1/2}$·г$^{1/4}$).

Или

$$G = 1{,}29 \cdot 10^{-5} F l^{-1/4} D^{1/2} (p_{\text{п}} M_{\text{п}})^{5/4} \left| \left(1 - \frac{M_{\text{в}}}{M_{\text{п}}}\right) \right|^{1/4} \qquad \text{(III.63)}$$

где $1{,}29 \cdot 10^{-5} = 1{,}92 \cdot 10^{-5} \cdot 0{,}67 \cdot$(г·с^2)/(м$^{3/2}$·кг$^{5/4}$).

Подсчитаем, пользуясь формулой (III.60), количество ртути, испаряющейся с открытой ванны для электролиза хлора на жидком (ртутном) катоде, когда соляной раствор слит и поверхность ртути открыта. Площадь зеркала ванны $F = 0{,}85 \times 7{,}3 = 6{,}2$ м^2. За определяющий размер для расчета принимаем ширину ванны 0,85 м. Расчет проведем для температуры ртути и воздуха в помещении 25° С, барометрического давления $B = 760$ мм рт. ст. (101 кПа) концентрации паров ртути на удалении от ванны, равные предельно допустимой $q_0 = 0{,}00001$ г/м^3.

Концентрация паров ртути, насыщающих воздух при указанной температуре, $q_{\text{ж}} = 0{,}0199$ г/м^3 и парциальное давление $p_{\text{п}} = 0{,}246$ Па ($1{,}8410^3$ мм рт. ст.) [10]. Молекулярная масса паров ртути $M_{\text{п}} = 200{,}61$. Ввиду отсутствия данных о диффузии паров ртути в воздухе используются данные о коэффициенте диффузии этих паров в азоте, который при температуре $T = 273°$ С и барометрическом давлении 97,9 кПа (735 мм рт. ст.) равен $D = 0{,}1124$ см^2/с $= 0{,}0405$ м^2/ч. При температуре $T = 273 + 25 = 298$ К и $B = 101$ кПа (760 мм рт. ст.) коэффициент диффузии будет равен

$$D = D_0 \left(\frac{T}{273}\right)^2 \frac{735}{B} = 0{,}1124 \left(\frac{298}{273}\right)^2 \frac{735}{760} = 0{,}13 \text{ см}^2/\text{с} =$$

$$= 0{,}13 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с} = 0{,}0495 \text{ м}^2/\text{ч}$$

Определим для указанных условий количество испаряющихся паров ртути по формуле III.60

$$G = 0{,}184 \cdot 6{,}2 \cdot 0{,}85^{-1/4} (0{,}13 \cdot 10^{-4})^{1/2} (0{,}0199 - 0{,}00001)^{5/4} \times$$

$$\times \left(1 - \frac{29}{200{,}61}\right)^{1/4} = 0{,}307 \cdot 10^{-4} \text{ г/с} \quad \text{или} \quad 0{,}111 \text{ г/ч}$$

Для паров ртути условия, поставленные при выводе формулы (III.57), вполне выдерживаются $q_0 \ll q_{\text{ж}}$ и $p_{\text{п}} \ll B$, поэтому для определения количества испаряющейся ртути можно воспользоваться формулой (III.61)

$$G = 1{,}05 \cdot 10^{-5} \cdot 6{,}2 \cdot 0{,}85^{-1/4} (0{,}13 \cdot 10^{-4})^{1/2} (0{,}246 \cdot 200{,}61)^{5/4} \left(1 - \frac{29}{200{,}61}\right)^{1/4} =$$

$$= 0{,}334 \cdot 10^{-4} \text{ г/с} \quad \text{или} \quad 0{,}120 \text{ г/ч}$$

что близко к величине, полученной выше.

На каждом квадратном дециметре пола было обнаружено около 20 капелек ртути диаметром в среднем 2 мм.

Площадь цеха составляла 4800 м².

Количество паров ртути, испаряющихся с капелек на полу, можно найти, используя формулу (III.36)

$$G = 2 \cdot 0{,}0495 \cdot 2 \cdot 10^{-3} (0{,}0199 - 0{,}00001) \cdot 20 \cdot 10^{2} \cdot 4800 = 36{,}7 \approx 37 \text{ г/ч}$$

По данным газовоздушных балансов, проведенных на этом заводе, производящем хлор на ртутном катоде, при двух открытых ваннах выделения ртути по всему цеху доходили до 48 г/ч при сухой поверхности пола. Когда же пол был полностью смочен водой, то выделения паров ртути снизились до 5 г/ч. Таким образом, исключив испарения с пола, выделение паров ртути снизили на 43 г/ч.

Определенное расчетом количество паров ртути, испаряющихся с пола (37 г/ч), близко к величине 43 г/ч. Это подтверждает правильность и применимость предлагаемых формул для практических расчетов.

Некоторое превышение наблюдавшегося на заводе сокращения испарения ртути, когда пол был залит водой, по сравнению с расчетной цифрой испарения с капелек ртути на полу, может быть объяснено тем, что часть стен внизу у пола была облита водой и что несколько понизилась температура в рабочей зоне, что привело к сокращению испарения капелек ртути с пола, со стен и с фундаментов оборудования.

Интересно отметить, что в двух открытых ваннах количество ртути составляло ~ 1000 кг, а суммарное количество ртути на полу около 56 кг, т. е. почти в 200 раз меньше. Количество же испаряющейся с пола ртути почти в 150 раз больше, чем с поверхности двух открытых ванн.

Этот пример из заводской практики еще раз подчеркивает, что на заводах, где применяется ртуть, основным источником загрязнения воздуха являются мелкие капли ртути. Поэтому необходимо их тщательно собирать, используя пылесосные установки с ловушками.

3. Турбулентный режим $n = 1/3$. При произведении критериев $\mathrm{GrPr} > (\mathrm{GrPr}')_{\text{крит}}$ режим течения турбулентный и зависимость (III.33′) принимает вид

$$\mathrm{Nu}' = C (\mathrm{Gr}\,\mathrm{Pr}')^{1/3} \qquad \text{(III.64)}$$

Если так же, как это было сделано выше, раскрыть значения критериев, то можно найти количество паров (в г/с), испаряющихся с поверхности жидкости

$$G = g^{1/3} C F (q_{\text{ж}} - q_0) D^{1/3} \mathrm{Pr}'^{-1/3} \left(\frac{\Delta\rho}{\rho_{\text{ж}}}\right)^{1/3} \qquad \text{(III.65)}$$

Как и при теплоотдаче, количество испаряющихся паров при турбулентном течении не зависит от линейного размера поверхности.

Л. С. Клячко [18], исходя из имеющихся экспериментов, рекомендует принимать следующие значения коэффициента C: при испарении с горизонтальных поверхностей жидкостей, пары которых легче воздуха ($M_{\text{п}} < M_{\text{в}}$), $C = 0{,}18$;

при испарении с горизонтальных поверхностей жидкостей, пары которых тяжелее воздуха ($M_{\text{п}_1} > M_{\text{в}}$), $C = 0{,}09$;

при испарении со смоченной вертикальной поверхности $C = 0{,}136$.

Подставляя в зависимость (III.65) значения $\Delta\rho$ по формулам (III.50) или (III.51) и объединяя постоянные величины в один ком-

плекс, найдем количество испаряющегося вещества в г/с

$$G = Б_3 CFD^{1/3} (q_ж - q_0)^{4/3} \left| \left(1 - \frac{M_в}{M_п}\right) \right|^{1/3} \qquad (III.66)$$

где $Б_э = g^{1/3} Pr'^{-1/3} \rho_ж^{-1/3} = 9{,}81^{1/3} \cdot 0{,}66^{-1/3} \cdot 1200^{-1/3} = 0{,}232$ м$^{4/3}$/(с$^{2/3}$·г$^{1/3}$)

и часовое количество испаряющегося вещества (в г/ч) составит

$$G = 831 CFD^{1/3} (q_ж - q_0)^{4/3} \left| \left(1 - \frac{M_в}{M_п}\right) \right|^{1/3} \qquad (III.67)$$

где $831 = 0{,}232 \cdot 3600$ м$^{4/3}$·с$^{1/3}$/(г$^{1/3}$·ч).

Выражая в зависимости (III.66) концентрации паров через их парциальные давления по формуле (III.55), определим G (в г/с)

$$G = g^{1/3} Pr'^{-1/3} CFD^{1/3} \left(\frac{p_ж - p_0}{B} \cdot \frac{M_п}{M_в} \right)^{4/3} \rho_ж \left| \left(1 - \frac{M_в}{M_п}\right) \right|^{1/3} \qquad (III.68)$$

Считая так же, как и при выводе формулы (III.57), что при $q_0 \ll q_ж$ и $p_0 \ll p_ж$ можно считать $p_ж - p_0 \approx p_ж$, и принимая для расчета среднее значение плотности воздуха $\rho_ж = 1200$ г/м^3 и величину барометрического давления $B = 101\,000$ Па, получим (в г/ч)

$$G = Б_4 CFD^{1/3} p_{п_ж}^{4/3} M_п^{4/3} \left| \left(1 - \frac{M_в}{M_п}\right) \right|^{1/4} \qquad (III.69)$$

где $Б_4 = 3600 g^{1/3} Pr'^{-1/3} (B \cdot M_в)^{-4/3} \rho_ж = 3600 \cdot 9{,}81^{1/3} \cdot 0{,}66^{-1/3} \cdot (101\,000 \times 29)^{-4/3} \cdot 1200 = 2{,}54 \cdot 10^{-2}$ с^3·г/(м$^{4/3}$·кг$^{4/3}$·ч).

Для определения количества испаряющегося вещества при развитом турбулентном режиме следует пользоваться следующими формулами для случая испарения со смоченных вертикальных поверхностей

$$G = 113 FD^{1/3} (q_ж - q_0)^{4/3} \left| \left(1 - \frac{M_в}{M_п}\right) \right|^{1/3} \qquad (III.70)$$

где $113 = 831 \cdot 0{,}136$ м$^{4/3}$·с$^{1/3}$/(г$^{1/3}$·ч).

Или

$$G = 0{,}345 \cdot 10^{-2} FD^{1/3} p_{п_ж}^{4/3} M_п^{4/3} \left| \left(1 - \frac{M_в}{M_п}\right) \right|^{1/4} \qquad (III.71)$$

где $0{,}345 \cdot 10^{-2} = 2{,}54 \cdot 10^{-2} \cdot 0{,}136$ с^3·г/(м$^{4/3}$·кг$^{4/3}$·ч).

испарения с горизонтальной поверхности жидкости, пары которой легче воздуха

$$G = 150 FD^{1/3} (q_ж - q_0)^{4/3} \left| \left(\frac{M_в}{M_п} - 1\right) \right|^{1/4} \qquad (III.72)$$

где $150 = 831 \cdot 0{,}18$ м$^{4/3}$·с$^{1/3}$/(г$^{1/3}$·ч).

или

$$G = 0{,}456 \cdot 10^{-2} F D^{1/3} p_{\text{п}_\text{ж}} M_\text{п}^{4/3} \left(\frac{M_\text{в}}{M_\text{п}} - 1 \right)^{1/3} \qquad \text{(III.73)}$$

где $0{,}456 \cdot 10^{-2} = 2{,}54 \cdot 10^{-2} \cdot 0{,}18 (\text{с}^3 \cdot \text{ч})/(\text{м}^{4/3} \cdot \text{ч})$

испарения с горизонтальной поверхности жидкости, пары которой тяжелее воздуха

$$G = 75 F D^{1/3} (q_\text{ж} - q_0)^{4/3} \left(1 - \frac{M_\text{в}}{M_\text{п}} \right)^{1/4} \rho_\text{ж}^{-1/3} \qquad \text{(III.74)}$$

где $75 = 831 \cdot 0{,}09$ $(\text{м}^{4/3} \cdot \text{с}^{1/3})/(\text{г}^{1/3} \cdot \text{ч})$

или

$$G = 0{,}23 \cdot 10^{-2} F D^{1/3} p_{\text{п}_\text{ж}} M_\text{п}^{4/3} \left(1 - \frac{M_\text{в}}{M_\text{п}} \right)^{1/4} \qquad \text{(III.75)}$$

где $0{,}23 \cdot 10^{-2} = 2{,}54 \cdot 10^{-2} \cdot 0{,}09$ $(\text{с}^3 \cdot \text{г})/(\text{м}^{4/3} \cdot \text{кг}^{4/3} \cdot \text{ч})$.

Следует отметить, что развитый турбулентный режим при испарении жидкости, пары которой тяжелее воздуха, может быть только в случае больших размеров поверхности испарения, исчисляемых десятками метров.

ИСПАРЕНИЕ С ПОВЕРХНОСТИ ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ДВИЖЕНИИ ВОЗДУХА

При скоростях движения воздуха, превышающих скорость конвективных потоков, количество испаряющегося вещества может быть определено по экспериментальной формуле [19]

$$G = (5{,}38 + 4{,}1v) F p_\text{ж} \sqrt{M} \qquad \text{(III.76)}$$

где, кроме уже обозначенных величин, v — средняя скорость движения воздуха вдоль поверхности, м/с.

Формула (III.76) получена на основе большого экспериментального материала по испарению воды и различных химических веществ.

В этой формуле, так же как это было сделано при выводе формулы (III.57), считается, что $p_\text{ж} \gg p_0$.

ИСПАРЕНИЕ С ПОВЕРХНОСТЕЙ, ПОКРЫВАЮЩИХСЯ ПЛЕНКАМИ

Большая группа веществ при испарении и высыхании покрывается пленками. Это различные лакокрасочные материалы, связующие стеклопластиков, клеи, смолы, кремнийорганические соединения и др. После нанесения этих веществ на поверхности испаряется растворитель и образуется пленка — слой вязкого геля, толщина и твердость которого со временем увеличиваются. Поэтому в первые 1—3 мин растворитель выделяется только с открытой поверхности

по законам, изложенным в предыдущем параграфе. В дальнейшем пленка начинает препятствовать испарению и скорость его уменьшается. Интенсивность выделения летучих в этом случае зависит от физико-химических свойств материала, а также от метеорологических условий окружающей воздушной среды.

Исследования скорости высыхания растворителя из пленкообразующих материалов проводилось Эльтерманом Е. М. [21], [22] во ВНИИ охраны труда ВЦСПС в Ленинграде. Для определения использовали весы, имеющие консольно закрепленный стеклянный стержень, на свободный конец которого навешивали пластинку с нанесенным слоем исследуемого материала. Перемещение конца стержня по мере испарения растворителя фиксировалось с помощью отсчетного микроскопа МИР-2. Ряд исследований выполняли на лабораторных аналитических весах модели ВЛАОА-100. При изучении влияния метеорологических факторов весы размещали в термостате или камере холодильника. Исследования проводили при температуре воздуха от — 20 до + 40° С, относительной влажности 20—100% и подвижности воздуха от 0 до 1 м/с.

Опыты проводили с пластиной размером 150 × 180 мм. Минимальное произведение критерия $GrPr'$ в опытах было $2{,}64 \cdot 10^8$. Для вертикальных стенок критическое значение произведения критериев $(GrPr)_{крит} = 2{,}3 \cdot 10^8$, следовательно, во всех опытах был турбулентный режим, при котором процесс не зависит от линейного размера поверхности испарения. Поэтому результаты опытов можно распространить на поверхности любых размеров.

Обобщение большого экспериментального материала дало возможность предположить, что скорость испарения растворителя в каждый момент времени пропорциональна количеству растворителя, оставшегося в материале.

Тогда зависимость испарения от времени определится выражением

$$\frac{db}{d\tau} = k(B - b) \qquad \text{(III.77)}$$

где b — количество летучих, выделяющихся за время τ с единицы поверхности, г/м²; τ — время, мин; k — коэффициент, характеризующий интенсивность испарения растворителя при определенных метеорологических условиях высыхания, 1 мин; B — количество растворителя, выделяющегося с единицы поверхности (в г/м²) при полном высыхании материала.

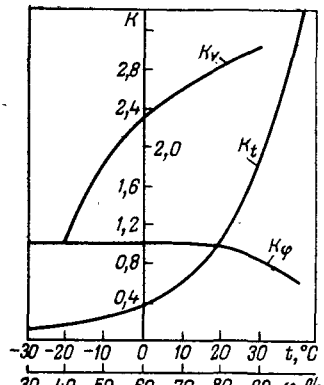
Представив уравнение (III.77) в виде

$$\frac{db}{B - b} = k d\tau \qquad \text{(III.78)}$$

и проинтегрировав его, найдем

$$\ln(B - b) = -k\tau + c_1 \qquad \text{(III.79)}$$

При $\tau = 0$ и $b = 0$ получим $c_1 = \ln b$, тогда $\ln \frac{B - b}{B} = -k\tau$



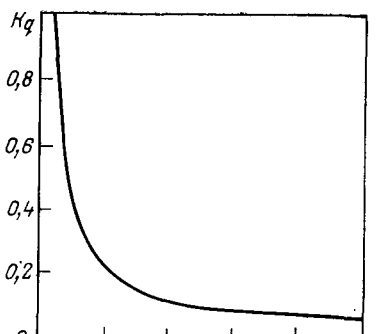


Рис. III-5. Поправочный коэффициент на метеорологические условия в формуле для определения количества испаряющегося вещества.

Рис. III-6. Поправочный коэффициент на толщину слоя материала, нанесенного на поверхность.

откуда

$$b = B\left(1 - e^{-k\tau}\right) \qquad \text{(III.80)}$$

Для практических расчетов целесообразно пользоваться величиной K_{20}, характеризующей интенсивность испарения летучих в неподвижном воздухе при температуре 20° С, относительной влажности 50% и обычной толщине пленкообразующего материала. При изменении метеорологических условий следует ввести поправку на температуру K_t, относительную влажность K_φ и подвижность воздуха K_v (рис. III-5). Поправка на фактическую толщину пленки K_q может характеризоваться удельным расходом материала (в кг/м²) и определяться по графику (рис. III-6).

Значение коэффициента k следует вычислять по выражению

$$k = K_{20}K_tK_\varphi K_vK_q \qquad \text{(III.81)}$$

Значения коэффициента K_{20}, полученные экспериментально, приведены ниже:

Грунт поливинилбутиральный	ВЛ-02	0,15
	ВА-023	0,16
	ВЛ-08	0,10
Грунт глифталиевый	ГФ-020	0,10
Грунт фенольный	ФЛ-03	0,04
Грунт хлорвиниловый	ХС-04	0,05
Краска глифталиевая	С-3	0,07
Краска пентафталиевая	ПФ-218	0,04
	ПФ-223	0,04
Краска полихлорвиниловая	ХВ-53	0,07

Краска хлорвиниловая . .	ХС-52	0,20
	ХС-54	0,10
	ХС-717	0,17
	ХС-720	0,20
Краска этиленовая	ЭКЖС-40	0,075
	ЭКА-15	0,14
Смола полиэфирная	П-3	0,03
	НПС-609-21М	0,05
Клей индитоловый	ИДС	0,01
Клей нитроглифталиевый	ЛКС	0,015
Клей дифенольный	ДФК	0,015

Для лакокрасочных материалов коэффициент K_{20} может быть определен расчетом

$$K_{20} = \frac{0{,}075}{\tau_п} \qquad (III.82)$$

где $\tau_п$ — продолжительность высыхания лакокрасочных материалов «от пыли», ч.

Согласно ОСТ 10086—39, МИ-17 (Методы определения времени высыхания) высыханием от пыли называют момент, когда на выкрашенной поверхности образуется тончайшая поверхностная пленка, и пыль к ней не прилипает. Значения продолжительности высыхания «от пыли» лакокрасочных материалов при температуре 18—22° С приведены в ГОСТ и ТУ на лакокрасочные материалы.

При окраске поверхности или разливе материала наблюдаются три периода, различающиеся по интенсивности выделения летучих веществ (рис. III-7);

начальный период — материал наносится на поверхность оборудования, интенсивность выделения летучих веществ (в г/мин) со всей окрашенной поверхности возрастает;

основной период — материал наносится на поверхность, интенсивность выделения летучих веществ со всей окрашенной поверхности постоянна;

конечный период — материал на поверхность не наносится, интенсивность выделения летучих веществ уменьшается.

В начальный и основной периоды площадь, покрытая материалом, увеличивается. С достаточной степенью точности в большинстве случаев можно считать, что площадь возрастает равномерно во времени

$$F = \omega\tau \qquad (III.83)$$

где ω — скорость покрытия поверхности материала, м²/мин.

В этом случае количество летучих веществ, выделяющихся с начала нанесения материала до момента времени τ, в течение которого увеличивается покрытая материалом площадь (начальный и основной периоды), составит (в г)

$$M = \frac{B\omega}{k}\left(k\tau - 1 + e^{-k\tau}\right) \qquad (III.84)$$

или в долях от количества летучих веществ, содержащихся в нане-

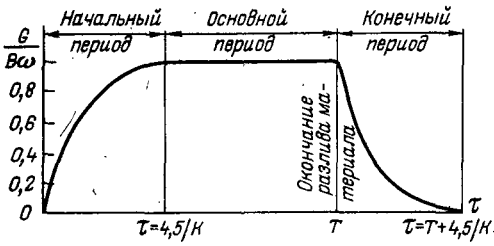


Рис. III-7. Периоды интенсивности выделения летучих веществ при окраске.

сенном за время τ на поверхность материале и выделяющихся при полном его высыхании

$$M' = \frac{M}{B\omega\tau} = 1 - \frac{1}{k\tau}(1 - e^{-k\tau}) \qquad \text{(III.85)}$$

По этой формуле (III.85) можно определить, какая часть растворителя испаряется в начальный период в процессе нанесения материала на поверхность за время от начала окраски.

Интенсивность испарения в каждый момент времени (в г/мин)

$$G = B\omega(1 - e^{-k\tau}) \qquad \text{(III.86)}$$

В начальный период интенсивность выделения растворителя возрастает, приближаясь к постоянной величине. Уже при показателе степени $k\tau = 4{,}5$ величина $e^{-k\tau}$ близка к нулю. Поэтому можно считать, что длительность начального периода (в мин)

$$\tau_{\text{нач}} = \frac{4{,}5}{k} \qquad \text{(III.87)}$$

Так как величина k колеблется в пределах от 0,01 до 0,2, то длительность начального периода составляет от 22,5 до 450 мин.

После начального наступает основной период, в котором интенсивность испарения (в г/мин) постоянна

$$G = B\omega \qquad \text{(III.88)}$$

Когда прекращается нанесение материала на поверхность, наступает конечный период, в котором интенсивность испарения уменьшается.

Если время окончания нанесения материала обозначить через T, то интенсивность испарения в момент времени $\tau > T$ составит (в г/мин)

$$G = B\omega[e^{-k(\tau - T)} - e^{-k\tau}] \qquad \text{(III.89)}$$

При $k\tau > 4{,}5$ величиной $e^{-k\tau}$ можно пренебречь и считать

$$G = B\omega e^{-k(\tau - T)} \qquad \text{(III.90)}$$

Приведенные в данной главе формулы могут быть использованы для расчета постоянно действующей общеобменной вентиляции, для расчета аварийной вентиляции и для расчета загрязнения приземного слоя атмосферы на заводских площадках.

Во всех формулах для расчета количества испаряющихся жидкостей значения $p_{\text{ж}}$ и $q_{\text{ж}}$ должны приниматься при температуре поверхности жидкости.

В случае адиабатического процесса температуру поверхности испаряющейся жидкости можно найти исходя из равенства теплосодержания воздуха непосредственно над поверхностью жидкости и в окружающем воздухе вдали от места испарения. В случае испарения воды — это температура «мокрого термометра», которая определяется по J—d-диаграмме влажного воздуха. Для случая испарения других веществ температура поверхности испаряющейся жидкости $t_ж$ может быть определена из уравнения

$$t_0 + \left(\frac{r}{c_{p_в}} + \frac{c_{p_п} t_0}{c_{p_в}}\right) \frac{34{,}5 p_0 M_п}{(B - p_0)\,1000} = t_ж + \left(\frac{r}{c_{p_в}} + \frac{c_{p_п} t_ж}{c_{p_в}}\right) \frac{34{,}5 p_ж M_п}{(B - p_0)\,1000} \qquad \text{(III.91)}$$

где r — теплота испарения вещества, Дж/кг; $c_{P_в}$ — теплоемкость воздуха, Дж/(кг·°С); $c_{P_п}$ — теплоемкость пара данного вещества, Дж/(кг·°С).

Наибольшее понижение температуры поверхности жидкости $t_ж$ в сравнении с температурой воздуха t_0, которая составляет около 20° С, наблюдается у легколетучих веществ: у этилового эфира на 48,' ацетона на 37° С. У менее летучих веществ, кипящих при атмосферном давлении и температуре около 80 °С (спирт, бензол, этилацетат), температура поверхности ниже температуры окружающего воздуха на 20—25 °С. У веществ, имеющих температуру кипения 130—140° С (хлорбензол, амиловый спирт, амилацетат), температура поверхности испарения на 6—9° С ниже температуры воздуха. При температуре кипения веществ около 200° С (анилин, нитробензол, нафталин) разность температур составляет всего 0,4—1,2° С, у веществ, имеющих высокую температуру кипения (ртуть, антрацен и др.), температура поверхности при испарении почти одинакова с температурой воздуха.

Если при расчетах не учитывать понижение температуры поверхности, особенно для жидкостей, кипящих при низких температурах, можно допустить ошибку. Примером такой ошибки может служить расчет испарения с поверхности ацетона. При 20° С парциальное давление паров ацетона, насыщающих воздух, около 220 мм рт. ст., а при температуре поверхности испаряющейся жидкости $t_ж = -17°$ С $p_ж = 25$ мм рт. ст. Таким образом, не учитывая снижение температуры поверхности, можно завысить расчетное количество испаряющегося ацетона почти в 9 раз.

В реальных условиях температура поверхности жидкости не снижается до температур, определяемых по уравнению (III.91). Это объясняется тем, что, как правило, процесс испарения является неадиабатическим. С поверхности предметов, находящихся в помещении, стен, потолка, температура которых близка к температуре воздуха, на поверхность испарения, температура которой ниже, тепло переносится излучением. Определение количества испаряющейся жидкости возможно на основе совместного решения уравнений испарения и радиационного обмена тепла. Для практических

расчетов можно ограничиться следующими ориентировочными рекомендациями. Количество испаряющейся жидкости, определенное по формулам с учетом понижения температуры поверхности испарения по отношению к температуре воздуха, следует увеличить при температуре кипения жидкостей t_k около 80° С в 1,5 раза, при t_k = 100° С — в 1,3 раза, при t_k около 150° С — в 1,1 раза; при температуре кипения 200° С и выше поправки можно не вносить.

В зимнее время, когда температура внутренних поверхностей стен и потолка ниже температуры воздуха, может быть равновесное состояние: температура поверхностей ограждений равна или близка к температуре поверхности испаряющейся жидкости. В этом случае тепловая радиация отсутствует и поправок вносить не требуется.

Если поверхность испарения облучается источниками, нагретыми до температур 100° С и выше, то тепловое излучение окажется основным слагаемым в тепловом балансе процесса испарения. При этом количество (в кг/с) испаряющейся жидкости определится по формуле

$$G = \frac{Q_л}{r} \qquad \text{(III.92)}$$

где $Q_л$ — количество тепла, передаваемого излучением, Вт.

Исходя из формулы (III.92), можно также подсчитать количество вещества, испаряющегося под действием солнечной радиации [19]. На химических заводах этими расчетами следует пользоваться для определения количества вредных веществ, испаряющихся с поверхности жидких продуктов, слитых в открытые емкости или разлитых на почве (в случае аварий).

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ВЫДЕЛЯЮЩИХСЯ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ С ПОМОЩЬЮ ГАЗОВОЗДУШНЫХ БАЛАНСОВ

На действующих заводах наиболее простым и универсальным способом определения количества вредных веществ является измерение тепло- и газовоздушного баланса.

В этом случае определяют удельные величины тепла, газов, паров, выделяющихся за 1 ч на единицу вырабатываемой продукции, или на единицу основного технологического оборудования, или на 1 м³ внутреннего объема здания. Кроме того, определяют распределение температур и концентраций по высоте помещения и находят коэффициенты

$$m = \frac{t_{р.з} - t_{пр}}{t_{ух} - t_{пр}} \qquad \text{(III.93)}$$

$$m_г = \frac{q_{р.з} - q_{пр}}{q_{ух} - q_{пр}} \qquad \text{(III.94)}$$

где m — коэффициент распределения температуры, $m_г$ — коэффициент рас-

пределения концентраций газов или паров; $t_{р.з}$, $q_{р.з}$ — температура и концентрация в рабочей зоне; $t_{ух}$, $q_{ух}$ — то же, в уходящем воздухе; $t_{пр}$, $q_{пр}$ — то же, в приточном воздухе.

Полученные результаты можно использовать для проектирования вентиляции данного и аналогичных заводов при том условии, что во время проведения тепло- и газовоздушного баланса будут зафиксированы режим технологического процесса и степень герметичности оборудования, в котором находятся вредные газы и пары.

Отметим, что достоверные данные о величинах тепло- и газовыделений и коэффициентов m и $m_г$ получаются в случае, когда воздухообмен достаточен для создания в рабочей зоне условий, требуемых «Санитарными нормами». Если во время испытаний воздухообмен меньше необходимого, то могут быть получены заниженные данные. При малых воздухообменах газовыделения из оборудования, находящегося под разрежением, испарение и теплосъем с поверхностей будут меньше.

Как показали опыты, особенно значительно от величины воздухообмена зависят величины коэффициентов m и $m_г$ (см. гл. V). Поэтому часто при использовании для проектирования данных тепло- и газовоздушных балансов, полученных при недостаточных воздухообменах, вентиляция оказывается неэффективной.

Если при проведении тепло- и газовоздушного баланса не удается создать воздухообмен, обеспечивающий в рабочей зоне условия в соответствии с требованиями «Санитарных норм», то данные о тепло- и газовыделениях, а также коэффициенты m и $m_г$ должны быть увеличены (см. гл. V).

С помощью тепло- и газовоздушного баланса можно контролировать количество тепла и паров, выделяющихся в технологических процессах от оборудования. Для ускорения контроля и упрощения замеров следует протарировать все вентиляционные системы, в том числе и аэрацию. На всех вентиляционных системах механической вентиляции должны быть установлены контрольно-измерительные приборы — пневмометрические трубки, шайбы или трубы Вентури с микроманометрами, регистрирующими расход воздуха. В двух или трех приточных окнах на противоположных фасадах в легкодоступных местах устанавливают анемометры, которые должны быть протарированы так, чтобы по их показаниям, зная площадь открытых приточных окон, можно было бы определить воздухообмен, создаваемый аэрацией.

Концентрации вредных веществ достаточно измерять только в рабочей зоне и приточном воздухе, что на химических заводах обычно делают 2—3 раза в сутки. Для определения концентрации газов и паров в уходящем воздухе можно воспользоваться коэффициентом $m_г$, который был ранее найден экспериментально для этого цеха при воздухообмене, обеспечивающем ПДК в рабочей зоне.

Таким образом, в случае повышения концентрации вредных веществ в рабочей зоне контроль воздухообмена, создаваемого ме-

ханической и естественной вентиляцией, дает возможность установить причины этого повышения — нарушение работы вентиляции или неполадки технологического процесса.

МЕТОДИКА НОРМИРОВАНИЯ ПРЕДЕЛЬНО ДОПУСТИМЫХ ВЫДЕЛЕНИЙ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ В ЦЕХАХ ХИМИЧЕСКИХ ЗАВОДОВ

Основанием для нормирования предельно допустимых выделений вредных веществ в воздух производственных помещений являются:

а) требования обеспечения необходимой чистоты воздуха на рабочих местах у технологического оборудования и в окружающей воздушной среде на промплощадках и в селитебной зоне;

б) опытные данные о выделении вредных веществ на производствах, достигших лучших санитарно-гигиенических условий воздушной среды;

в) экономические расчеты, показывающие целесообразность затрат на устройства, уменьшающие выделение веществ.

В качестве примера использования для нормирования предельно допустимых выделений вредных веществ, опытных данных, полученных на химических заводах, приводятся величины, определенные на заводах электролитического производства хлора. Институтами ВЦНИИОТ ВЦСПС и Горьковским НИИ гигиены труда и профзаболеваний Минздрава РСФСР было обследовано большинство заводов производства хлора в стране. На основе газовоздушных балансов на этих заводах определены удельные (на единицу площади производственного помещения — м^2; на единицу мощности действующих ванн электролиза хлора — кВт) выделения вредных веществ хлора и паров ртути. Средние данные, полученные на заводах с лучшим состоянием оборудования, были приняты за нормативные, достижимые на всех остальных заводах и внесены в технические условия на проектирование вентиляции этих заводов. Технические условия, утвержденные в 1963 г. б. Комитетом Совета Министров СССР по химии и ЦК профсоюза рабочих нефтяной и химической промышленности, устанавливают в законодательном порядке предельные количества вредных веществ, регламентируют технологический процессе на заводе и позволяют достигнуть при помощи вентиляционных установок требуемые санитарными нормами условия воздушной среды в производственных помещениях завода.

В соответствии с Техническими условиями [2] (см. список литературы к гл. I) допускаются:

а) предельно допустимые величины * (в г/ч) хлора, могущего

---

* Предельно допустимые количества вредных веществ и удельные тепловыделения указаны для ванн с ртутным катодом с силой тока 15000—50000 А; для ванн диафрагменного способа с верхним подводом тока 2500—5000 А и с нижним подводом тока 25000—50000 А. При увеличении плотности тока и мощности электролизеров предельно допустимые выделения вредных веществ и удельные тепловыделения, как правило, уменьшаются.

выделяться из оборудования в электролизном цехе:

	На 1 м³ помещения	На 1 кВт мощности действующих электролизных ванн
Ртутный способ	0,015	0,03
Диафрагменный способ электролизеры БГК-12 и БГК-13	0,015	0,03
То же БГК-17	0,005	0,01

б) удельные тепловыделения * [в Вт (в ккал/ч)] в цехе электролиза:

Ртутный способ	110(95)	220(190)
Диафрагменный способ электролизеры БГК-12 и БГК-13	105—128 (90—110)	210—256 (180—220)
То же БГК-17	58—82 (50—70)	116—163 (100—140)

в) предельно допустимые величины (в г/ч) паров ртути, могущие выделяться в электролизном цехе по производству хлора на жидком катоде (ртутный способ):

	I этаж (на 1 м² пола)	II этаж (на 1 м³ помещения)
Летом	0,0003	0,00045
Зимой	0,0001	0,00015

Оптимальная степень герметичности оборудования, а также экономическая целесообразность проведения других мероприятий для сокращения выбросов вредных веществ в производственные помещения может быть определена сравнением соответствующих расходов. Суммарные годовые расходы на мероприятия по сокращению выделений вредных веществ (герметизация оборудования, изменение технологического процесса, сокращение площадей, с которых происходит испарение вредных веществ, устройство встроенных в оборудование местных отсосов) и на общеобменную вентиляцию, предназначенную для удаления попавших в помещение вредных веществ (в руб/год), могут быть определены по формуле

$$M = \frac{1}{z}(K_у + K_{в.у}) + (C_т + C_э + C_{пр}) + A_{в.у} + A_у \qquad (III.95)$$

где z — нормативный срок окупаемости, год; $K_у$ — капитальные затраты на устройства, уменьшающие выделения вредных веществ в воздух, руб; $K_{в.у}$ — капитальные затраты на вентиляционные установки и устройства для очистки приточного и выбрасываемого в атмосферу воздуха, руб; $C_т$ — расходы на подогрев вентиляционного воздуха, руб/год; $C_э$ — расходы на электроэнергию, затрачиваемую на вентиляцию, руб/год; $C_{пр}$ — стоимость продукта, теряемого через герметизирующие устройства, руб/год; $A_{в.у}$ — расходы

* Меньшие величины тепловыделений следует принимать для электролизеров диафрагменного способа с тепловой изоляцией.

на ремонт и обслуживание вентиляционных установок, руб/год; $А_у$ — расходы на ремонт и обслуживание устройств, уменьшающих выделение вредных веществ, руб/год.

Для решения поставленной задачи величины, входящие в уравнение (III.95), необходимо выразить через количество выделяющихся из оборудования вредных веществ.

Расход воздуха на общеобменную вентиляцию (в м³/ч) с учетом изменения значения коэффициента неравномерности концентрации по высоте помещения $m_г = 0{,}5$ до 1 (см. гл. V) при увеличении кратности воздухообмена можно определить по формуле

$$L = \frac{Gm_г}{q_{ПДК} - q_{пр}} \qquad (III.96)$$

где G — количество вредных веществ, выделяющихся из оборудования, г/ч; $m_г$ — коэффициент неравномерности концентрации по высоте помещения, зависящий от схемы кратности воздухообмена (см. гл. V), при одной и той же схеме воздухообмена коэффициент $m_г$ зависит только от L со G; $q_{ПДК}$ — предельно допустимая концентрация вредного вещества в воздухе производственного помещения, г/м³; $q_{пр}$ — концентрация вредных веществ в приточном воздухе, в соответствии с СН 245—71 принимается равной 0,3 $q_{ПДК}$, г/м³.

Стоимость капитальных затрат (в руб) на вентиляцию

$$К_{в.\,у} = 10^{-3}C_1L = 10^{-3}C_1 \cdot \left(\frac{Gm_г}{q_{ПДК} - q_{пр}}\right) \qquad (III.97)$$

где C_1 — стоимость приточных и вытяжных установок и устройств по очистке воздуха в рублях на 1000 м³/ч воздухообмена.

Стоимость эксплуатационных затрат на вентиляционные установки и очистные сооружения:

а) расходы на подогрев вентиляционного воздуха (в руб/год)

$$С_т = 1{,}005n_{сут}n_ч\,(t_{пом} - t_{ср.\,от})\,S_т\left(\frac{Gm_г}{q_{ПДК} - q_{пр}}\right) \qquad (III.98)$$

где 1,005 — теплоемкость воздуха, кДж/(м³·К); $n_{сут}$ — число рабочих дней в течение отопительного периода; $n_ч$ — продолжительность работы в течение суток, ч; $t_{пом}$ — температура воздуха в помещении, К; $t_{ср.\,от}$ — средняя температура наружного воздуха на отопительный период, К; $S_т$ — стоимость тепловой энергии, руб/кДж;

б) расходы на электроэнергию (в руб/год)

$$C_э = \frac{Hn_рn_чS_э}{3600 \cdot 1000\eta_в\eta_{эд}} \cdot \frac{Gm_г}{q_{ПДК} - q_{пр}} \qquad (III.99)$$

где H — полное давление, создаваемое приточными и вытяжными вентиляторами, которое следует принимать для предварительных подсчетов в пределах 1000—1200 Па; $S_э$ — стоимость электрической энергии, руб/(кВт·ч); $n_р$ — число рабочих дней в году; $\eta_в$ — коэффициент полезного действия вентилятора; $\eta_{эд}$ — коэффициент полезного действия электродвигателя.

Стоимость расходов на ремонт и обслуживание вентиляционных и очистных установок и амортизационные отчисления определяется (в руб/год)

$$A_{в.\,у} = C_з K_{в.\,у} = C_з C_1 \frac{G m_г}{q_{ПДК} - q_{пр}} \cdot 10^{-3} \qquad (III.100)$$

где $C_з$ — доля капитальных затрат на ремонт, обслуживание и амортизационные отчисления.

Итого сумма расходов на вентиляцию составит

$$M_{в.\,у} = B \frac{m_г G}{q_{ПДК} - q_{пр}} \qquad (III.101)$$

где

$$B = \left(\frac{1}{z} + C_з\right) C_1 \cdot 10^{-3} + n_ч \left[1{,}005\,(t_{пом} - t_{ср.\,от})\, n_{сут} S_т + \frac{10^6 H n_р}{3{,}6\,\eta_в \eta_{эд}} S_э\right]$$

Суммарные годовые капитальные и эксплуатационные расходы (в руб/год) на устройства, уменьшающие выделения вредных веществ

$$\frac{1}{z} K_у + A_у = \Gamma G^{-p} \qquad (III.102)$$

где Г и p — коэффициент и показатель степени в формуле, определяющей (для данного вида оборудования) зависимость стоимости герметизирующих устройств от количества выделяющихся вредных веществ.

Стоимость продукта (в руб.), потерянного за год, составит

$$G_п = c_п G \cdot 10^{-3} n_р n_ч \qquad (III.103)$$

где $c_п$ — стоимость 1 кг продукта.

С учетом сделанных выводов уравнение (III.85) можно написать в виде

$$M = B \frac{G m_г}{q_{ПДК} - q_{пр}} + \Gamma G^{-p} + c_п G \cdot 10^{-3} n_р n_ч \qquad (III.104)$$

В уравнении (III.104) суммарные расходы выражены через количество выделяющихся вредностей (G).

Взяв производную $\frac{dM}{dG}$ и приравняв ее нулю, получим уравнение, определяющее количество выделяющихся вредных веществ, при котором будет минимум суммарных расходов на устройства, уменьшающие выделение вредных веществ, и вентиляцию помещения

$$\frac{dM}{dG} = B \frac{m_г}{q_{ПДК} - q_{пр}} + \frac{BG}{q_{ПДК} - q_{пр}} \times$$

$$\times \frac{dm_г}{dG_{m_г}} - p\Gamma G^{-(p+1)} + n_р n_ч c_п \cdot 10^{-3} = 0 \qquad (III.105)$$

В простейшем случае, когда коэффициент $m_г$ величина постоянная, не зависящая от воздухообмена, в свою очередь являющегося функцией газовыделений, и следовательно $\frac{dm_г}{dG} = 0$, а также $p = 1$ и стоимость теряемого продукта мала ($C_п \approx 0$), получим простое уравнение для определения оптимального количества газовыделений

$$B \frac{m_г}{q_{ПДК} - q_{пр}} - ГG^{-2} = 0 \qquad (III.106)$$

откуда

$$г = \frac{1}{G} = \sqrt{\frac{Bm_г}{Г(q_{ПДК} - q_{пр})}} \qquad (III.107)$$

Зная G, можно, пользуясь формулами для расчета выделения вредных веществ из оборудования, определить для конкретных условий оптимальную степень его герметизации. В соответствии с методикой расчета и испытания оборудования на герметичность для оборудования, работающего под давлением, степень герметизации определяется отношением (III.1) а для оборудования, среда в котором находится под разрежением

$$m = \frac{L}{\Delta P} \qquad (III.108)$$

где L — количество воздуха, отсасываемого при испытании от оборудования, работающего под разрежением, м³/ч; ΔP — разрежение, создаваемое в оборудовании, Па.

Из формулы (III.107) можно сделать общие выводы, которые позволяют установить в каких случаях необходима более высокая степень герметизации оборудования г и допустимо меньшее количество выделяющихся вредностей.

1. Чем токсичнее вещество, т. е. чем меньше его ПДК, тем более герметичным должно быть оборудование.

2. Бóльшая степень герметизации оборудования необходима при загрязнении приточного воздуха вредным веществом, находящимся в оборудовании, то есть чем больше $q_{пр}$ и, следовательно, чем меньше разность $q_{ПДК} - q_{пр}$.

3. Бóльшая степень герметизации оборудования необходима, чем больше величина коэффициента B (см. формулу III.101), определяющего расходы на вентиляцию, и коэффициента $m_г$.

4. Бóльшую степень герметизации оборудования следует требовать при строительстве заводов в северных районах страны, где длительный отопительный период и низкая средняя температура отопительного периода, высока стоимость тепловой и электрической энергии. Такое же требование следует предъявлять и в южных районах при устройстве в производственных помещениях кондиционирования воздуха.

Как правило, в результате экономических расчетов оказывается, что степень герметичности установленного оборудования меньше оптимальной. Таким образом, проведенные расчеты служат основанием для приобретения и установки более дорогого, но более герметичного оборудования. В тех отдельных случаях, когда расчетная оптимальная степень герметичности окажется ниже, чем у предполагаемого к установке оборудования, следует устанавливать это оборудование с более высокой степенью герметичности. Это оправдано, так как с уменьшением газовыделений снижается потенциальная опасность образования в отдельных местах рабочей зоны помещения концентраций вредных веществ.

Можно высказать общее положение, что экономические расчеты, связанные с выбором устройств, обеспечивающих здоровые условия для трудящихся, как правило, должны быть однонаправленными. Такие расчеты должны применяться для доказательства экономической целесообразности установки оборудования, более совершенного в санитарно-техническом отношении, и не должны использоваться для оправдания применения несовершенного, хотя и более дешевого оборудования, когда есть возможность установить оборудование, имеющее лучшие санитарно-технические показатели.

Для определения предельно допустимых величин газовыделений можно исходить также из технической возможности устройства общеобменной вентиляции производственных помещений.

Практикой эксплуатации вентиляции в химических цехах установлено, что воздухообмены с кратностью более 16—20 $ч^{-1}$, как правило, не приводят к заметному снижению концентрации вредных веществ в рабочей зоне. Это объясняется, во-первых, тем, что при бóльших кратностях воздухообмена снижаются концентрации вредных веществ в верхней зоне, приближаясь к концентрациям в рабочей зоне (см. гл. V); во-вторых, при больших воздухообменах увеличивается подвижность воздуха, что приводит к возрастанию газовыделения в результате увеличения испарения с открытых поверхностей и ухудшения действия местных отсосов (см. гл. IV).

Большие кратности воздухообмена вызывают трудности с раздачей воздуха и не исключается возможность образования на отдельных рабочих местах потоков воздуха со скоростями большими, чем допустимо по санитарным нормам.

Поэтому следует считать, что предельно валовые выделения вредных веществ (в г/ч) не должны превышать

$$G \leqslant (16 - 20)\, V_{\text{п}} (q_{\text{ПДК}} - q_{\text{пр}}) \qquad \text{(III.109)}$$

где $V_{\text{п}}$ — объем помещения, $м^3$; $q_{\text{ПДК}}$, $q_{\text{пр}}$ — концентрации вредных веществ, $г/м^3$.

Если в настоящее время по техническим возможностям устройства и эксплуатации технологического оборудования не представляется возможность выполнить условие (III.109), то оборудование следует располагать в кабинах, в которых во время его работы не находятся люди.

Однако и при кабинном расположении оборудования необходимы мероприятия для снижения газовыделений и уменьшения выброса вредных веществ с вентиляционным воздухом наружу (см. гл. VIII).

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МЕРОПРИЯТИЯ ДЛЯ УМЕНЬШЕНИЯ ВЫДЕЛЕНИЙ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ ИЗ ОБОРУДОВАНИЯ

Наибольшее количество вредных веществ выделяется через сальники. Утечки продуктов через сальники бывают настолько велики, что при выделении высокотоксичных веществ вентиляция таких помещений, как насосные и компрессорные, требует трудновыполнимых и экономически нецелесообразных воздухообменов.

В настоящее время имеется большое число конструкций сальников, обеспечивающих надежное уплотнение. Хорошее уплотнение достигается в сальниках, состоящих из колец фторопласта-4, поджатых пружиной или инертным газом — азотом. Оригинально уплотнение валов вращающихся машин с помощью магнитного поля (рис. III-8). В немагнитном кожухе *1* закреплен кольцевой магнит *3* с полюсами N и S из мягкой стали. Зазор между полюсами магнита и валом *5* заполнен магнитной жидкостью *4*. Магнитная жидкость представляет собой масло с малым давлением паров, смешанное с частицами железа, полученного разложением карбонила железа. Под действием радиального магнитного поля жидкость образует преграду, которая препятствует проходу газа, но допускает свободное вращение стального вала машины.

Наибольшую степень герметичности можно достичь в машинах и арматуре без сальников.

На рис. III-9 изображен вентиль с сильфонным уплотнением.

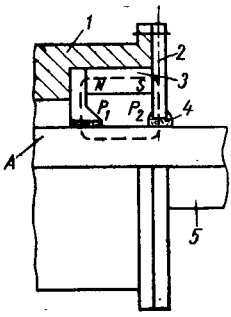
Такие вентили изготовляются заводами Министерства нефтяного и химического машиностроения с металлическими (стальными или медными) сильфонами и сильфонами из фторопласта.

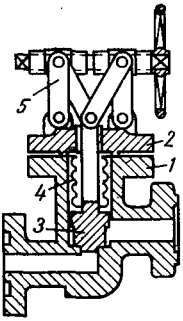
Сильфоны выдерживают до $^1/_2$ миллиона циклов сжатия и растяжения.

Широкое применение для герметизации сальниковых насосов и другого оборудования, имеющего сальники, нашло торцевое уплотнение. В устройстве торцевого уплотнения две хорошо притертые и смазываемые плоскости (одна неподвижная, вторая вращающаяся) плотно прижимаются друг к другу пружинами.

В устройстве обеспечиваются самоустанавливаемость трущихся поверхностей по отношению друг к другу и автоматическая компенсация их износа.

Промышленность изготовляет уплотнения торцевого типа, которые могут быть установлены и на действующем оборудовании, имеющем сальники. Эти уплотнения значительно уменьшают выделение вредных веществ.





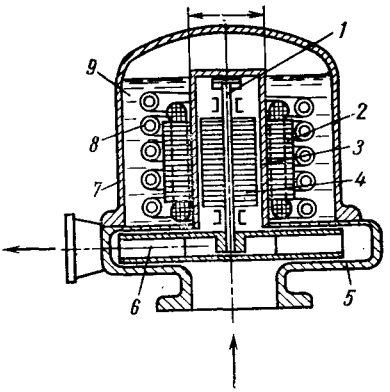


Рис. III-8. Магнитное уплотнение:

1 — кожух из немагнитного материала; *2* — кольцевое уплотнение; *3* — кольцевой магнит; *4* — магнитная жидкость; *5* — стальной вал машины.

Рис. III-9. Вентиль с сильфонным уплотнением:

1 — корпус вентиля; *2* — крышка; *3* — запорный клапан; *4* — сильфонная трубка; *5* — шарнирно-винтовой механизм.

Рис. III-10. Центробежный одноступенчатый насос со встроенным экранированным электродвигателем:

1 — вал электродвигателя; *2* — статор электродвигателя; *3* — экран; *4* — ротор электродвигателя; *5* — корпус насоса; *6* — ротор насоса; *7* — колпак; *8* — змеевик; *9* — масло.

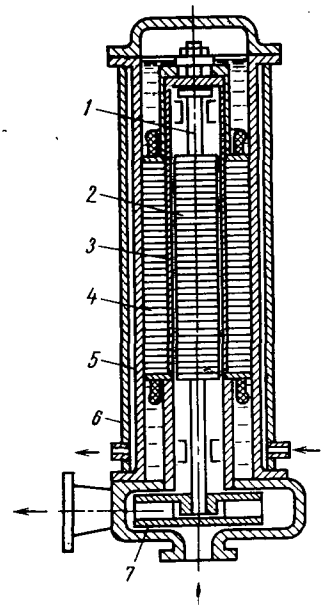
Для перекачивания жидких металлов и других электропроводящих жидкостей могут быть применены магнитно-гидравлические насосы (МГД-насосы). Главное преимущество такого насоса в том, что у него нет подвижных деталей и, следовательно, нет необходимости в устройстве сальников.

Принцип работы МГД-насоса состоит во взаимодействии электрического тока с магнитным полем, в результате которого электропроводящая жидкость при прохождении через нее электрического тока (как и любой проводник) перемещается в магнитном поле.

МГД-насосы применяют для перекачивания ртути. Это позволяет герметизировать технологический процесс и улучшить условия труда. Разработаны МГД-насосы для ртути, развивающие давление от $0{,}2 \cdot 10^5$ до $60 \cdot 10^5$ Па и производительность от 0,5 до 65 т ртути в час.

Насосы, компрессоры и другое оборудование, имеющее внутри вращающиеся части, изготовляют без сальников, если в них устанавливают экранированные электродвигатели. Возможность работы трехфазного асинхронного электродвигателя при наличии перегородки и зазора между статором и ротором была доказана в прошлом столетии русским ученым М. О. Доливо-Добровольским.

На рис. III-10 приведена схема герметичного одноступенчатого центробежного насоса. На вал *1* насажен ротор *4* короткозамкнутого электродвигателя. Статор электродвигателя *2* отделен от ротора экраном *3* из немагнитного материала (например, аустенитовой стали). Экран *3* сделан в виде герметичного колпака и приварен



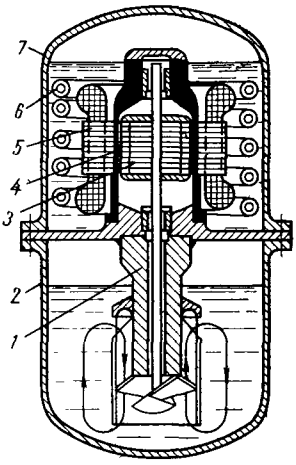


Рис. III-11. Циркуляционный центробежный насос высокого давления с экранированным электродвигателем:

1 — вал электродвигателя; *2* — ротор электродвигателя; *3* — экран из немагнитного металла; *4* — статор электродвигателя; *5* — наружный корпус; *6* — водяная рубашка; *7* — рабочее колесо насоса.

Рис. III-12. Герметичный реактор для низких давлений со встроенным экранированным электродвигателем:

1 — вал электродвигателя; *2* — корпус реактора; *3* — ротор электродвигателя; *4* — экраи из немагнитного металла; *5* — статор электродвигателя; *6* — змеевик; *7* — колпак масляной ванны.

к корпусу насоса *5*. Таким образом, в кожухе насоса отсутствует отверстие для прохода вала и нет необходимости в сальнике. Вращающееся магнитное поле, создающееся трехфазным током, протекающим в обмотке статора *2*, приводит во вращение заключенный внутри экрана ротор *4*. Обмотка ротора охлаждается жидкостью, перекачиваемой насосом. Для охлаждения обмотки статора в пространство колпака *7*, закрывающего двигатель, наливается масло. Масло охлаждается змеевиком *8*, через который пропускается вода или другая охлаждающая жидкость.

Электромагнитные потери в экране пропорциональны толщине экрана и его диаметру D. Поэтому для увеличения мощности экранированного электродвигателя целесообразно увеличивать длину пакета статора и ротора. Если давление во всасывающей части насоса близко к атмосферному, то экран не испытывает больших гидростатических нагрузок и толщина стенки может быть малая. Если же насос установлен как циркуляционный и на всасывающей стороне создается высокое давление, то экран подвергается изнутри значительному давлению. В этом случае, чтобы не утолщать стенок

экрана, пространство статора заполняют жидкостью, находящейся под таким же давлением, как и в пространстве ротора.

На рис. III-11 изображен циркуляционный центробежный насос высокого давления с экранированным электродвигателем. Для уменьшения электрических потерь принят малый диаметр ротора экрана. Наружный корпус *5* должен быть достаточно прочным, чтобы выдержать внутреннее давление. Охлаждение в данном насосе может быть осуществлено циркуляцией воды через водяную рубашку, как показано на рис. III-12, или циркуляцией через статорное пространство рабочей жидкости (охлаждаемой, если это необходимо, водой).

Встроенные экранированные электродвигатели могут быть также применены для герметизации реакторов и мешалок. На рис. III-12 показана схема герметичного бессальникового реактора, работающего под небольшим давлением или разрежением.

Промышленность выпускает бессальниковые насосы марки ЦНГ-В3Г с экранированными электродвигателями производительностью от 18 до 120 м³/ч и напором 1,7—55 м столба перекачиваемой жидкости, насосы 2ЦГ-СОД производительностью 1—3 м³/ч и напором 40 м столба жидкости, центрифуги АГ1200-6Н-В3Г емкостью 280 л и другое оборудование.

Эффективные устройства, предотвращающие утечки через сальники, предложены Б. Ю. Данюшевским [23]. Непосредственно от сальника устраивается местный отсос паров и жидкости, проникающих через сальниковое уплотнение. В качестве побудителя движения отсасываемых паров и жидкости применяется паровой эжектор простейшей конструкции без диффузора. Эжектор создает в специально образованном кольцевом канале между основным и дополнительным сальниками разрежение 2500—4000 Па. В зависимости от диаметра штока и состояния набивки основного и дополнительного сальников отсасывается 10—30 кг/ч смеси воздуха с паром и жидкостью. Расход пара на эжектор составляет 12—30 кг/ч. Для улавливания паров и жидкости отсасываемая смесь подвергается очистке в промывной форсуночной камере. При этом водяные пары и пары многих химических продуктов конденсируются, что позволяет использовать большую часть химических продуктов, захваченных местными отсосами.

Предложенные Б. Ю. Данюшевским местные отсосы широко применяют на нефтеперерабатывающих заводах для уменьшения выделений газов через сальники насосов и компрессоров. Эти отсосы можно использовать в химической промышленности для улавливания вредных веществ от насосов и компрессоров, сальников реакторов, мешалок, вентилей, задвижек большого диаметра и др.

Для отсоса вредных веществ от насосов, перекачивающих невязкие жидкости (бензин, лигроин и др.), Б. Ю. Данюшевский рекомендует использовать гидроэжекторы, рабочей средой в которых служит перекачиваемая насосом жидкость. От напорной линии насоса к эжектору подводится труба, по которой подается жидкость

под полным давлением, создаваемым насосом. Гидроэжектор может создать в кольцевом канале у сальников разрежение порядка 4—6 кПа. Эжектируемая жидкость, удаленная от местных отсосов у сальников, направляется по трубопроводу к всасывающей линии насоса. Таким образом, все отсосанные продукты, которые были унесены с эжектирующей средой местными отсосами, поступают обратно в насос, и поэтому отсутствуют потери вещества и выброс в атмосферу загрязненного воздуха. Для отсоса от сальников компрессоров можно воспользоваться разрежением, которое имеется во всасывающем коллекторе первой ступени сжатия. В этом коллекторе разрежение составляет 2,3—2,8 кПа, что достаточно для эффективной работы отсоса.

Институтом ВНИИ ТБ (г. Баку) под руководством Б. Ю. Данюшевского разработан также отсос газов, просачивающихся через сальники цилиндра высокого давления компрессора.

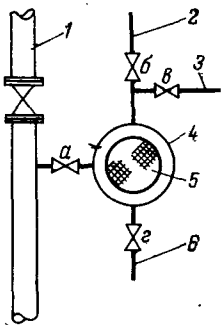
По данным ВНИИ ТБ применение местных отсосов от сальников в одной из компрессорных станций дало возможность уменьшить капитальные затраты на устройство вентиляции на 10 тыс. руб. и эксплуатационные затраты на 1600 руб. в год. С учетом расходов на устройство (100 руб.) и эксплуатацию местных отсосов от сальников (150 руб.) экономия составляет на капитальных затратах 9 тыс. руб. и на эксплуатационных расходах — 1450 руб. в год.

Как показали данные по ряду компрессорных и насосных станций, устройство местных отсосов от сальников уменьшает капитальные затраты на вентиляцию в 7 раз при паровых эжекторах, в 8 раз при пневматических эжекторах и в 10 раз при гидроэжекторах. Эксплуатационные затраты уменьшаются соответственно в 1,25; 1,1 и 2,5 раза.

Гидроэжекторы и воздуховоздушные эжекторы находят широкое применение в химической промышленности как при устройстве местных отсосов от оборудования, так и для осуществления вытяжки из помещений, в которых выделяются взрывоопасные пары, газы и пыль. Расчет эжекторов наиболее полно изложен в работах П. Н. Каменева. На многих химических заводах по предложенному им методу были рассчитаны эжекторы. Результаты испытаний эжекторов хорошо совпали с расчетными данными [24].

Значительное количество вредных веществ попадает в помещение при отборе проб материала из реакторов и трубопроводов, когда нарушается герметичность оборудования.

На рис. III-13 показано применяемое на заводах устройство, при помощи которого можно брать пробу материала, не нарушая герметичности оборудования. Пробоотборник предназначен для отбора проб из магистральных трубопроводов. Устройство аналогичной конструкции может быть применено для отбора проб из реакторов и другого оборудования. При отборе пробы необходимо открыть кран *б* для создания в пробоотборнике *4* вакуума, а затем кран *а*; краны *в* и *г* при этом закрыты. Через стекло *5* наблюдают за наполнением пробоотборника необходимым количеством иссле-



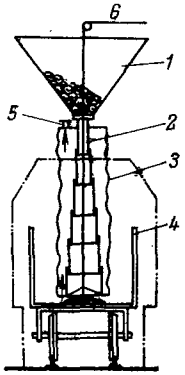


Рис. III-13. Устройство для отбора пробы из магистрального трубопровода:
1 — магистральный трубопровод; *2* — вакуумная линия; *3* — трубопровод, соединяющий систему с атмосферой; *4* — пробоотборник; *5* — стекло; *6* — спускная труба; *а, б, в, г* — краны.

Рис. III-14. Устройство для уменьшения выделения пыли при загрузке:
1 — бункер; *2* — телескопическая труба; *3* — складчатый кожух; *4* — вагон; *5* — вытяжной воздуховод, присоединяемый к вентилятору; *6* — трос к лебедке.

дуемого материала. После этого краны *а* и *б* закрывают и открывают краны *в* и *г* для спуска пробы в закрытую тару.

Во многих цехах химических заводов выделяется пыль. Кроме герметизации оборудования выделение пыли можно значительно уменьшить гидрообеспыливанием в местах пересыпок сыпучих материалов, повышением влажности обрабатываемого материала или предварительной его промывкой для удаления мельчайшей пыли с кусков продукта. Так, повышение влажности полупродуктов и готового гранулированного сложного удобрения на 0,5% позволило намного снизить запыленность в цехах завода по производству сложных удобрений.

Поставка на коксохимические заводы предварительно промытого угля резко снижает запыленность при разгрузке его из вагонов в галерее углеподачи, что позволяет в некоторых случаях обходиться без вентиляции.

Применение пластических масс в виде таблеток при изготовлении пластмассовых изделий позволяет устранить пылевыделения в этом процессе.

Необходимо всеми средствами стремиться к уменьшению выделений пыли, учитывая малую эффективность общеобменной вентиляции как средства удаления пыли, попавшей в воздух помещения.

Удачное устройство, снижающее выделение пыли при загрузке сыпучих материалов из бункеров в вагоны или автомашины, изготовлено на одном московском заводе (рис. III-14). К горловине бункера присоединена телескопическая труба, заключенная в складчатый кожух. В начале загрузки нижний конец трубы находится на дне вагона или кузова. По мере заполнения вагона сыпучим мате-

риалом конец трубы лебедкой поднимают вверх. Из складчатого кожуха воздух отсасывается вытяжным вентилятором.

Аналогичное устройство может быть применено и при заполнении сыпучими материалами других емкостей.

Литература

1. *Селиверстов Н. А.* Вентиляция заводов химической промышленности М.—Л., Госстройиздат, 1934. 134 с.
2. Правила устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением. М., Металлургия. 1975. 104 с.
3. Справочник по охране труда и технике безопасности в химической промышленности. М., Химия, 1971, с. 89—96.
4. Правила устройства и безопасной эксплуатации поршневых компрессоров, работающих на взрывоопасных и токсичных газах. М., Металлургия, 1972. 49 с.
5. Правила устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов для горючих, токсичных и сжиженных газов (ПУГ—69). М., Недра, 1970. 168 с.
6. Строительные нормы и правила, часть III, раздел Г, глава 9 «Технологические трубопроводы. Правила производства и приемки работ». СНиП III-Г.9—62, М—63. М., Стройиздат, 1067. 28 с.
7. Строительные нормы и правила, часть III «Технологическое оборудование. Общие правила производства и приемки работ», СНиП III-31—74. М., Стройиздат, 1975. 26 с.
8. Строительные нормы и правила, часть III, раздел Г. Глава 10.12. Оборудование очистки газов. Правила производства и приемки монтажных работ. СНиП III-Г.10.12.66. М., Стройиздат, 1967. 19 с.
9. *Эльтерман В. М., Чиличкин Н. В., Бучнева В. В.*— В кн.: Научные работы институтов охраны труда ВЦСПС, № 86. М., Профиздат, 1974, с. 29—34.
10. *Эльтерман В. М.*— Журн. ВХО им. Д. И. Менделеева, 1974, т. 19, № 5, с. 525—530.
11. *Репин Н. Н.*— Отопление и вентиляция, 1937, № 4—5, с. 5—11.
12. *Щибраев Е. В.*— В кн.: Отопление и вентиляция предприятий химической и нефтедобывающей промышленности. М., Стройиздат, 1969, с. 120—121.
13. *Бакрунов Г. А., Щибраев Е. В.*— Водоснабжение и санитарная техника, 1970, № 12, с. 24—26.
14. *Талиев В. Н.* Аэродинамика вентиляции. М., Стройиздат, 1979. 295 с.
15. *Брауде М. З.*— Водоснабжение и санитарная техника, 1965, № 11, с. 30—31.
16. *Нестеренко А. В.*— ЖТФ, 1954, т. 24, вып. 4, с. 729—741.
17. *Нестеренко А. В.* Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. М., Высшая школа, 1971. 459 с.
18. *Клячко Л. С.* Основы расчета процессов и аппаратов промышленной вентиляции. Л.—М., Профиздат, 1962. 178 с.
19. *Мацак В. Г., Хоцянов Л. К.* Гигиеническое значение скорости испарения и давления пара токсичных веществ, применяемых в производстве. М., Медгиз, 1959. 93 с.
20. *Эльтерман В. М.*— В кн.: Научные работы институтов охраны труда ВЦСПС, № 3. М., Профиздат, 1961, с. 44—47.
21. *Эльтерман Е. М.*— В кн.: Научные работы институтов охраны труда ВЦСПС, вып. 70. М., Профиздат, 1971, с. 9—14.
22. *Эльтерман Е. М.*— Лакокрасочные материалы и их применение, 1973, № 3, с. 84—86.
23. *Данюшевский Б. Ю.* — В кн.: Техника безопасности в нефтяной промышленности, вып. 11, М., Гостоптехиздат, 1959. с. 116—123.
24. *Каменев П. И.* Гидроэлеваторы. М., Стройиздат, 1964.

МЕСТНАЯ ВЫТЯЖНАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ

Местные отсосы как встроенные в химическое оборудование, так и укрывающие его, имеют важное значение для создания на рабочих местах и во всем производственном помещении требуемых Санитарными нормами условий воздушной среды.

Местные отсосы — наиболее эффективные вентиляционные устройства, так как дают возможность удалять вредные вещества в больших концентрациях при небольших расходах воздуха. Концентрации вредных веществ внутри местных отсосов значительно превышают предельно допустимые. Количество воздуха, отсасываемого из укрытия над оборудованием, должно быть таким, чтобы на рабочих местах обеспечивалась требуемая его чистота.

В основу расчета местных отсосов положены уравнения распространения примесей во встречном потоке воздуха (см. гл. II).

С достаточной для практических расчетов точностью можно считать, что в отверстии укрытия на определенном расстоянии, в зависимости от конструкции кромок, будет плоскопараллельный поток воздуха (рис. IV-1). Предположим, что в среде, из которой происходит истечение (левее плоскости I—I), наблюдаются беспорядочные потоки воздуха, вызванные внесенными в среду возмущениями: движущимися предметами, приточными и тепловыми струями. Необходимо, однако, отметить, что рассматриваются случаи, когда эти струи не направлены непосредственно в отверстия укрытий и скорости их в районе всасывающих отверстий значительно (в 5—10 раз) меньше скоростей в самих отверстиях.

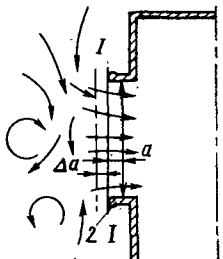
Исходя из формул табл. II.3 при граничных условиях, указанных в пунктах 2 и 3, можно определить необходимую скорость v воздуха в отверстии укрытия при условии, что на расстоянии a от места, где внутри укрытия задана концентрация q_0, концентрация q_a вредного вещества на рабочем месте не превышает ПДК

$$v = \frac{A}{0{,}434a} \lg \frac{q_0 - q_\infty}{q_a - q_\infty} \qquad \text{(IV.1)}$$

при $q_\infty = 0$

$$v = \frac{A}{0{,}434a} \lg \frac{q_0}{q_a} \qquad \text{(IV.2)}$$

Таким образом, для случаев, когда известна концентрация в укрытии, по формулам (IV.1) и (IV.2) можно определить необходимую



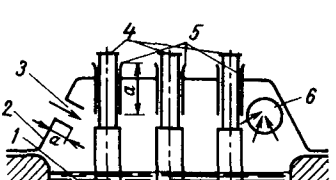


Рис. IV-1. Схема потоков воздуха в отверстии укрытия:
1 — укрытие; *2* — кромки.

Рис. IV-2. Укрытие над свинцовой ванной:
1 — ванна; *2* — укрытие; *3* — патрубок загрузочного отверстия; *4* —электроды; *5* — патрубки для ввода электродов; *6* — вытяжной воздуховод.

скорость воздуха в рабочем сечении укрытия, чтобы на заданном расстоянии a обеспечить чистоту воздуха с концентрацией меньше предельно допустимой. Методы определения q_0 приведены ниже. Для случаев, когда концентрация q_0 неизвестна, формулы можно использовать для качественной оценки действия местных вытяжных устройств.

Из формул следует, что с увеличением расстояния a от места, где выделяются вредные вещества, до места, где надо обеспечить необходимую чистоту воздуха, требуемая скорость v движения воздуха и его расход уменьшаются.

Это положение используют при конструировании местных отсосов и укрытий оборудования, из которого выделяются вредные вещества. Все отверстия в укрытиях, необходимые для проведения работ или пропуска трубопроводов и деталей технологического оборудования, должны иметь патрубки (рис. IV-2). Эти патрубки отделяют пространство с высокой концентрацией вредных веществ от мест, где должен быть чистый воздух и значительно (по сравнению с отверстием в стенке укрытия, как это делалось ранее) увеличивают расстояние a, на котором происходит процесс турбулентной диффузии во встречном потоке. В результате увеличения расстояния a концентрация вредных веществ вне укрытия в помещении снижается в 10—30 и даже в большее число раз.

Патрубки или кромки у отверстий в укрытиях рекомендуются во всех случаях, когда это допустимо технологически.

На рис. IV-3 изображен вытяжной шкаф, у рабочего окна которого сделаны закругленные кромки, что исключает вихреобразование и добавочную турбулизацию потока воздуха, входящего в вытяжной шкаф. Стойки и другие детали шкафа, которые располагаются в его рабочем сечении, рекомендуется делать обтекаемой

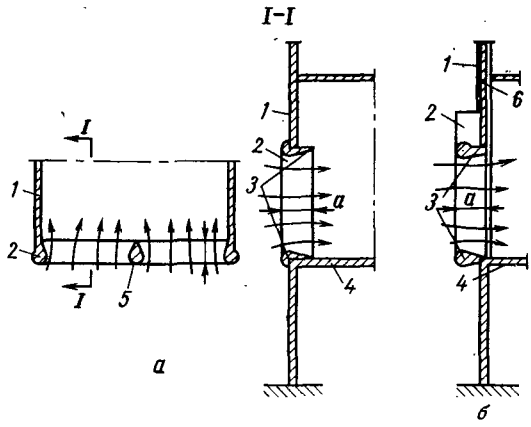


Рис. IV-3. Устройство кромок у рабочего окна вытяжного шкафа:
а — кромки внутри шкафа у постоянно открытого отверстия; *б* — кромки с внешней стороны шкафа у отверстия, снабженного подъемной дверцей; *1* — стенки вытяжного шкафа; *2* — боковые кромки; *3* — горизонтальные кромки у рабочего отверстия шкафа; *4* — рабочий стол шкафа; *5* — промежуточная стойка; *6* — подвижная дверца.

формы. На кромках не должно быть источников выделения вредных веществ. Чтобы легко можно было удалить случайно попавшие на кромки вредные вещества, верхняя плоскость кромки, расположениая у рабочего стола шкафа, должна быть наклонной. Расстояние a рекомендуется принимать не меньше 100 мм.

С учетом указанных рекомендаций на одном из заводов были смонтированы вытяжные шкафы на местах, где проводилась работа со ртутью в холодном и нагретом состояниях. Устройство кромок дало возможность добиться на рабочих местах концентраций ниже предельно допустимых при скорости v в рабочем окне для шкафов, в которых производилась работа с холодной ртутью, равной 0,5 м/с, и для шкафов при работе со ртутью, нагретой до 100—120° С, равной 1 м/с.

Поток со скоростью v, направленный в укрытие, наблюдается фактически на расстоянии, несколько большем размера кромок a вследствие устойчивого потока в зоне всасывания. Если рабочее место находится на некотором удалении от наружных кромок, обрамляющих отверстие вытяжного шкафа, то в расчет можно принять большее расстояние, чем размер a. Ориентировочно на основе экспериментов, проведенных автором на опытной установке № 3 (см. рис. II-24), можно рекомендовать увеличивать расчетный размер на $\Delta a = 0{,}3l$ для величины безразмерного отношения $(\varepsilon l)^{1/3}/v = 0{,}5$. При бо́льших значениях этого отношения величина Δa уменьшается: при $(\varepsilon l)^{1/3}/v = 1$ $\Delta a \approx 0{,}15l$, при $(\varepsilon l)^{1/3}/v = 3$, $\Delta a \approx 0{,}05l$.

Здесь l (см. рис. IV-1) — определяющий размер отверстия в укрытии, м; v — скорость потока воздуха, входящего в отверстие укрытия, м/с; ε — суммарная энергия, диссипируемая в помещении, м^2/с^3.

Из формул (IV.1) и (IV.2) ясно, что необходимая величина скорости в отверстии укрытия зависит от отношения концентраций внутри шкафа и вне его. Снаружи концентрация должна быть равной или меньше предельно допустимой ($q_a \leqslant q_{ПДК}$). Поэтому чем ниже ПДК для данного вещества, тем больше скорость, необходимая в рабочем окне укрытия. Это положение учтено в указаниях по проектированию. Так, например, в ранее действовавших (пока не замененных другими) СН 7—57 рекомендовалось принимать скорость в рабочем окне $v = 0{,}3$—$0\ 5$ м/с, если в шкафу проводятся работы с малотоксичными веществами ($q_{ПДК} > 50$ мг/м^3); при применении веществ с $50 > q_{ПДК} > 10$ мг/м^3 скорость $v = 0{,}7$—1 м/с и при веществах с $q_{ПДК} < 10$ мг/м^3 — $v = 1$—$1{,}5$ м/с.

Эту рекомендацию нельзя считать исчерпывающей, так как при определении необходимой величины скорости воздуха большое значение имеет концентрация вредного вещества внутри шкафа q_0. Нередко наблюдались случаи, когда при работе с чрезвычайно опасными веществами, такими, как свинец (ПДК = 0,01 мг/м^3), ртуть (ПДК = 0,01 мг/м^3), но при малых их концентрациях в шкафу (работу ведут с холодными веществами при $q_0 < 10\ q_{ПДК}$) для обеспечения требуемой чистоты воздуха на рабочем месте вполне достаточной оказывалась скорость $v = 0{,}5$ м/с. Наряду с этим для поддержания на рабочем месте у намазочной машины концентрации бензина — растворителя ($q_{ПДК} = 300$ мг/м^3) ниже предельно допустимой требуется $v = 0{,}8$ м/с, так как в машине, где сушится намазанный резиновым клеем материал, концентрация бензина составляет 8—12 г/м^3, что в 27—40 раз выше $q_{ПДК}$.

Можно привести много примеров, когда принятый в соответствии с указаниями расход воздуха в одних случаях оказывался излишним, а во многих других — недостаточным.

Концентрация q_0 внутри укрытия у отверстий зависит от количества $G_{укр}$ вредных веществ, выделяющих в укрытии, расположения источников тепло- и газовыделений, мест отсоса воздуха из укрытия и соотношений размеров укрытий.

Если представляется возможным определить количество вредных веществ, выделяющихся в укрытии, то концентрацию q_0 можно найти по формуле

$$q_0 = iq_{ух} = \frac{iG_{укр}}{L} \qquad (IV.3)$$

где i — коэффициент, зависящий от формы и соотношений размеров укрытия, расположения в укрытии источников выделения вредных веществ и тепла и мест присоединения к нему вытяжных воздуховодов; $q_{ух}$ — концентрация вредных веществ в воздухе, уходящем из укрытия, г/м^3; $G_{укр}$ — количество вредных веществ, выделяющихся в укрытии, г/ч; L — количество воздуха, удаляемого от укрытия, м^3/ч.

В табл. IV.1 на основе проведенных автором опытов приведены ориентировочные величины коэффициента i для некоторых типов укрытий.

Необходимо отметить, что если источник выделения вредных веществ занимает малую часть площади вытяжного шкафа, то коэффициент i может быть и больше единицы. Например, по данным Т. А. Фиалковской [1], при размере источника, составляющем 0,1 ширины укрытия, концентрации вредных веществ в рабочем окне напротив источника превышали концентрацию в уходящем воздухе в 3—4 раза.

Формулой (IV.3) следует пользоваться, если концентрации вредных веществ в укрытии значительно больше, чем в рабочей зоне помещения ($q_{укр} \gg q_{р.з}$). Если концентрации в укрытии незначительно превышают концентрации в рабочей зоне, то в формулу (IV.3) необходимо ввести избыточные концентрации ($q - q_{р.з}$).

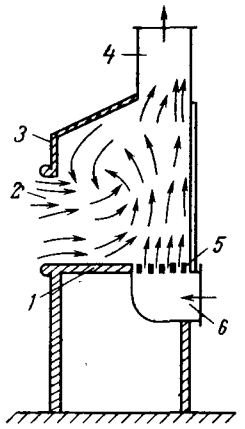


Рис. IV-4. Подача воздуха в укрытие:
1 — рабочий стол; *2* — рабочее окно; *3* — стенка укрытия; *4* — вытяжной воздуховод; *5* — решетка; *6* — приточный воздуховод.

Выражение (IV.3) при этом примет вид

$$q_0 = \frac{iG_{укр}}{L} + q_{р.з} \qquad (IV.4)$$

Концентрация вредных веществ в укрытии уменьшается с увеличением воздухообмена L. Уменьшение концентрации q_0 вредного вещества в укрытии может быть достигнуто также, если воздух подается непосредственно в укрытие (рис. IV-4).

Если в укрытие подается чистый воздух или воздух, концентрация которого близка к $q_{р.з}$, то q_0 можно определять по формуле (IV.3) или (IV.4). Если концентрация $q_{пр}$ вредных веществ в подаваемом в укрытие воздухе больше, чем в рабочей зоне ($q_{пр} > q_{р.з}$), то определять q_0 следует по формуле

$$q_0 = \frac{i(Lq_{р.з} + L_{пр}q_{пр} + G_{укр})}{L + L_{пр}} \qquad (IV.5)$$

где L — количество воздуха, поступающего из помещения через отверстия в стенках укрытия, м³/ч; $L_{пр}$ — количество воздуха, подаваемого в укрытие, м³/ч; $q_{пр}$ — концентрация вредного вещества в воздухе, подаваемом в укрытие, г/м³.

Концентрация вредных веществ в укрытии будет снижаться в том случае, когда $q_{пр} < q_{ух}$ ($q_{ух}$ — концентрация вредного вещества в воздухе, уходящем из укрытия).

В укрытия можно подавать частично очищенный воздух, удаляемый от этих же укрытий. Так, вполне целесообразно подавать в сушильную камеру намазочных машин удаленный от них воздух после рекуперации из него паров растворителей. При такой схеме

ТАБЛИЦА IV.1. Величина коэффициента i для расчета вентиляции от укрытий

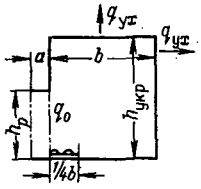
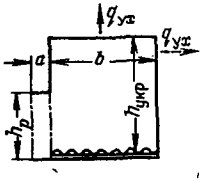
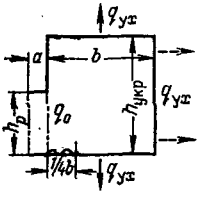
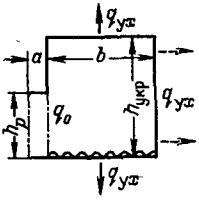
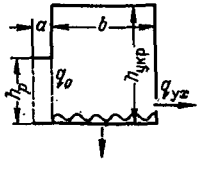
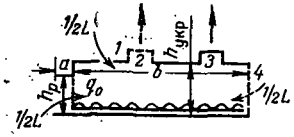
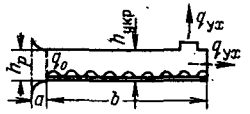
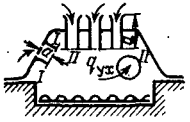
Схема укрытия	$\frac{h_р}{h_{укр}}$	$\frac{h_р}{b}$	$i = \frac{q_0}{q_{ух}}$	Примечание
	0,5 / 0,8	0,6 / 1	0,25 / 0,15	—
	0,5 / 0,8	0,6 / 1	0,15 / 0,1	—
	0,5	0,6	0,15	$\rho_г < \rho_в$
	0,5	0,6	0,1	$\rho_г < \rho_в$
	0,5	0,6	0,1	$\rho_г < \rho_в$

Схема укрытия	$\frac{h_р}{h_{укр}}$	$\frac{h_р}{b}$	$l=\frac{q_о}{q_{ух}}$	Примечание
	0,3	5	0,15 0,3	Приток в укрытие через рабочее окно и отверстие *1*; вытяжка через отверстие *3* Приток в укрытие через рабочее окно и отверстие *4*; вытяжка через отверстия *2* и *3*
	1	10	0,1	—
	—	—	0,6—0,8 0,8—1	Для сечения *I — I* Для сечения *II — II*

——→ — приток и вытяжка воздуха от укрытия (I вариант устройства).

——→ — приток и вытяжка воздуха от укрытия (II вариант устройства).

вентиляции возможно не только уменьшение воздухообмена приточной вентиляции и расхода тепла на вентиляцию, но и значительное сокращение выбросов в атмосферу загрязненного парами растворителя воздуха (см. гл. VIII).

Таким образом, при подаче воздуха непосредственно в укрытие в нем снижается концентрация вредных веществ и не требуется увеличения при этом кратности воздухообмена в помещении. Это особенно важно для цехов, оборудованных большим числом местных отсосов, в которые приходится подавать большие количества приточного воздуха, вследствие чего в помещении создается большая подвижность и сильная турбулентность воздуха.

Подача воздуха внутрь укрытий позволяет уменьшить объем приточного воздуха, подаваемого в помещение для возмещения вытяжки. Особенно большое значение это имеет при устройстве кондиционирования воздуха.

Воздух в укрытие следует подавать таким образом, чтобы не только уменьшалось среднее значение концентраций вредных веществ внутри укрытия, но изменялось и распределение концентра-

ций в направлении создания меньших относительных концентраций внутри укрытия у рабочего окна.

Воздух в укрытие рекомендуется подавать с малой скоростью через решетку или сетку, расположенную широкой полосой у задней стенки укрытия (рис. IV-4). Такая подача не может привести к выбросу потоков воздуха с вредными веществами из укрытия через рабочее окно в помещение. Объем удаляемого от укрытия воздуха должен равняться сумме или быть больше суммы количества воздуха, подаваемого в укрытие, и забираемого из помещения для создания в рабочем окне укрытия расчетной скорости v. Необходимо предусматривать автоматическое выключение подачи воздуха в укрытие в случае прекращения работы вытяжки.

При подаче в укрытие, как это показано на рис. IV-4, наблюдалось (в опытах, поставленных Т. А. Фиалковской) подсасывание воздуха через рабочее окно по плоскости стола шкафа к струе воздуха, подаваемого через решетку. Это благоприятно сказывается на уменьшении концентрации q_0 в укрытии около рабочего окна.

Часто технологический режим работы оборудования, находящегося в укрытии, непостоянен, в связи с чем изменяется и количество выделяющихся вредных веществ $G_{укр}$. Рассмотрим, как при этом меняется необходимая скорость v воздуха в отверстиях в стенках укрытия. Исходя из формулы (IV.2), найдем зависимость, которая применима при $n > q_a/q_{01}$ (при $n = q_a/q_{01}$ $v_2 = 0$)

$$\frac{v_2}{v_1} = 1 + \frac{\lg n}{\lg (q_0/q_a)} \qquad \text{(IV.6)}$$

где v_1 и v_2 — необходимая скорость движения воздуха в рабочем окне соответственно до и после изменения концентрации вредных веществ в укрытии, м/с; $n = G_{укр_2}\ G_{укр_1} = q_{02}/q_{01}$ — число, показывающее, во сколько раз изменялись количество выделяющихся вредных веществ и концентрации их в укрытии при постоянном воздухообмене.

Из выражения (IV.6) видно, что при больших значениях отношения q_0/q_a, наблюдаемых при нормальной работе оборудования, изменение концентрации внутри оборудования вызывает необходимость в меньших изменениях скорости в рабочем окне, чем в тех случаях, когда это отношение невелико. Однако отметим, что даже при значительных величинах q_0/q_a следует учитывать изменение q_0. Например, в укрытии намазочной машины, когда на материал наносится резиновый клей, концентрация паров бензина составляет $q_0 = 8$—9 г/м³ (в среднем 8,5 г/м³). Во время вспомогательных операций, занимающих до 40% времени, когда клей на материал не наносится, концентрации в укрытии снижаются до 0,6—1 г/м³ (в среднем 0,8 г/м³), т. е. в 8,5 : 0,8 = 10,6 раза, и величина

$$n = \frac{1}{10{,}6} = 0{,}094$$

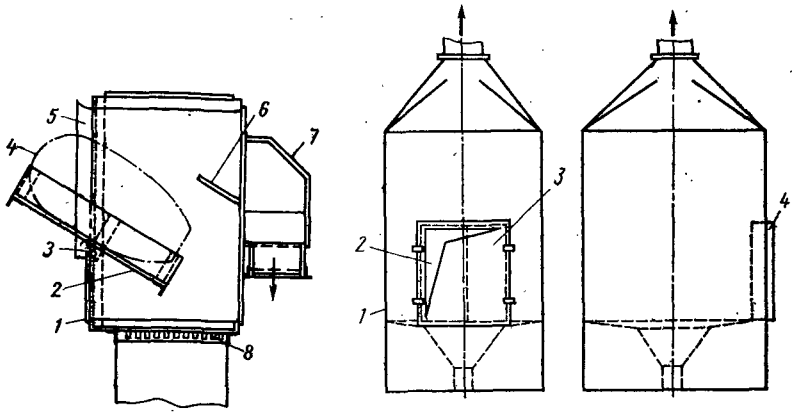


Рис. IV-5. Загрузочный шкаф для сыпучих материалов, упакованных в мешки:
1 — шкаф; *2* — качающийся полуцилиндрический желоб; *3* — ось желоба; *4* — мешок с сыпучими материалами; *5* — входной патрубок у рабочего окна шкафа; *6* — отбойный щиток; *7* — воздуховод вытяжной вентиляции; *8* — решетка.

Рис. IV-6. Вытяжной шкаф для приготовления красителей
1 — корпус; *2* — рабочий проем; *3* — дверца; *4* — кромки по периметру проема.

По формуле (IV.6) находим

$$\frac{v_2}{v_1} = 1 + \frac{\lg 0{,}094}{\lg (8{,}5/0{,}3)} = 1 + \frac{-1{,}027}{1{,}452} = 1 - 0{,}71 = 0{,}29$$

где 0,3 — предельно допустимая концентрация для бензина, г/м³.

Таким образом, во время вспомогательных операций скорость воздуха в отверстиях укрытия может составлять только 29% от скорости во время рабочей операции.

Регулирование расхода воздуха на одном из заводов резиновых технических изделий, где установлено 16 намазочных машин, от которых сделана централизованная вытяжка, позволило снизить на 30% объем удаляемого воздуха. При этом состояние воздушной среды в цехе и на рабочих местах не ухудшилось. Так как количество воздуха, подаваемого в помещение, сократилось на 30%, то подвижность и турбулизация воздуха снизились. Следовательно, уменьшился коэффициент турбулентного обмена A и местные отсосы стали действовать более эффективно.

Если воздухообмен в укрытии невозможно оставить постоянным, например, подавая некондиционированный воздух по схеме, изображенной на рис. IV-4, и вся подача в укрытие происходит через рабочий проем, то в этом случае

$$n = \frac{G_{\text{укр 2}}}{G_{\text{укр 1}}} \neq \frac{q_{02}}{q_{01}}$$

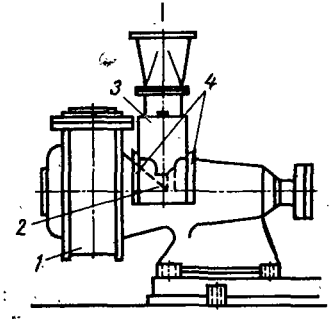


Рис. IV-7. Местный отсос от сальника центробежного графитопластового насоса:
1 — корпус насоса; *2* — сальник насоса; *3* — кожух местного отсоса; *4* — кромки.

Отношение $\frac{q_{02}}{q_{01}}$ будет при этом равняться

$$\frac{q_{02}}{q_{01}} = \frac{nv_1}{v_2} \qquad \text{(IV.7)}$$

Используя отношение (IV.7) и формулу (IV.6), получим уравнение, которое применимо при $n > (q_a/q_{01}) \times (v_2/v_1)$, когда корень уравнения положительный

$$\frac{v_2}{v_1} = 1 + \frac{\lg nv_1/v_2}{\lg q_{01}/q_a} \qquad \text{(IV.8)}$$

Логарифмическое уравнение (IV.8) может быть решено относительно v_2/v_1 графическим путем или с помощью ЭВМ.

Необходимо отметить, что при том же значении n по формуле (VI.8) изменение отношения v_2/v_1 получается меньшим, чем по формуле (IV.6). Это положение дополнительно подчеркивает целесообразность устройства подачи в укрытие некондиционированного, частично очищенного воздуха. Подача этого воздуха также должна автоматически регулироваться. С уменьшением объема воздуха, засасываемого в укрытие через рабочий проем (уменьшение скорости v в нем), количество некондиционированного воздуха, подаваемого в укрытие, должно увеличиваться.

Во всех случаях при $n<1$ необходимая скорость в рабочем проеме уменьшается $v_2<v_1$, а при $n>1$ необходимо скорость в рабочем проеме увеличивать.

Местные отсосы в виде вытяжного шкафа успешно могут быть применены для улавливания пыли в месте ее выделения (рис. IV-5). Шкаф был разработан ВНИИТБ (Баку) и нашел широкое применение в нефтеперерабатывающей промышленности при загрузке катализатора. Шкаф может быть успешно использован в промышленности пластических масс и других производств, где сыпучие материалы поставляются упакованными в мешки. Для того чтобы в момент высыпания сыпучего материала концентрация пыли на рабочем месте у шкафа не превышала предельно допустимую, в соответствии с опытными данными ВНИИТБ (Баку) скорость воздуха в рабочем окне должна быть 1,2—1,6 м/с. Если материал, высыпанный из мешка в бункер, далее транспортируется пневмотранспортом, то отсасываемый от шкафа воздух используется как вторичный для транспортирования материала.

На рис. IV-6 представлен вытяжной шкаф для приготовления красителей, применяемый в производстве волокна лавсан. В этом вытяжном шкафу также рекомендуется устраивать кромки *4* по периметру рабочего проема *2*. Устройство кромок дает возмож-

ность без ущерба для эффективности работы местного отсоса сократить объем удаляемого воздуха на 20—40%. Такое сокращение существенно, так как при указанных размерах рабочего проема количество удаляемого воздуха по рекомендации ГПИ Сантехпроект составляет 3000 м³/ч.*

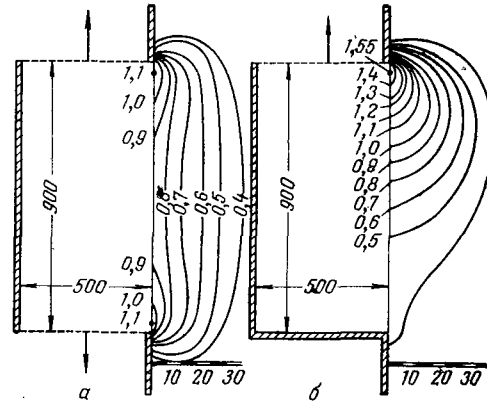


Рис. IV-8. Спектры скоростей в зоне перед рабочим окном укрытия:

а — при вытяжке через решетки, установленные в верхнем и нижнем перекрытиях шкафа; *б* — при вытяжке через решетку, установленную в верхнем перекрытии.

Значительное количество вредных веществ выделяется в воздух при испарении с поверхности токсичных жидкостей, просачивающихся через сальник центробежных насосов.

Просачиваясь через сальник, жидкость нагревается в результате трения вала насоса об набивку сальника, испарение ее интенсифицируется и около сальников создаются значительные концентрации вредных веществ. Во избежание загрязнения воздуха производственных помещений делают местный отсос в виде седлообразного кожуха, охватывающего сальник насоса (рис. IV-7)**. Для повышения эффективности отсоса рекомендуется по периметру отверстий, в вертикальных стенках кожуха отсоса *3* сделать кромки *4*, шириной 20—30 мм.

Важное значение для эффективного действия местных отсосов имеет равномерное распределение скоростей в рабочем окне и других отверстиях укрытия.

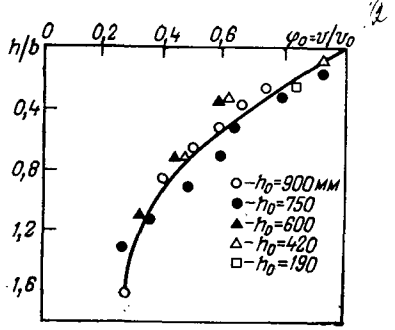
На рис. IV-8 в качестве примера показано распределение скоростей в рабочем окне размером 800 × 900 мм шкафа глубиной $b = 500$ мм. На рис. IV-8,*а* дан спектр скоростей перед рабочим окном шкафа при вытяжке через решетки, установленные в верхнем и нижнем перекрытиях шкафа, а на рис. IV-8, *б* — только через решетку в одном (верхнем) перекрытии шкафа.

Наиболее равномерное распределение скоростей в рабочем проеме шкафа создается при вытяжке через решетки, расположенные в верхней, нижней и задней стенках шкафа (см. рис. II-25).

---

* Типовые конструкции и детали зданий и сооружений. Выпуск 6. Серия 4904—1. Центральный институт типовых проектов Госстроя СССР 1974 г.

** Типовые конструкции и детали зданий и сооружений. Вып. 3. Сер. 4904—31. Центральный институт типовых проектов. Госстрой СССР, 1974.



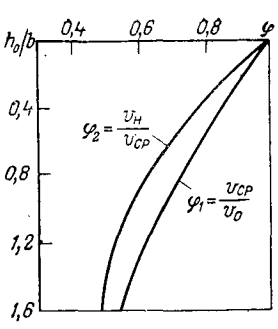


Рис. IV-9. График скоростей в рабочем окне шкафа при отсосе через верхнее перекрытие.

Рис. IV-10. Зависимости $\varphi_1 = v_{ср}/v_0$ и $\varphi_2 = v_н/v_{ср}$ от h/b.

Достаточно равномерное поле скоростей (рис. IV-8, *а*) получается и при отсосе через решетки, установленные в верхнем и нижнем перекрытиях шкафа. Наиболее неравномерно поле скоростей при вытяжке через решетку, установленную только в нижнем или только в верхнем перекрытии шкафа (рис. IV-8, *б*), однако такое место вытяжки из-за расположения технологического оборудования в ряде случаев является единственно возможным решением.

Для обеспечения на рабочем месте требуемой чистоты воздуха необходимо, чтобы в наиболее удаленном от вытяжки месте скорость была не меньше заданной $v_{мин}$.

Проведенными автором опытами установлено (рис. IV-9, IV-10), что относительная скорость $\varphi_0 = v/v_0$ воздуха в рабочем окне шкафа на любом расстоянии по высоте h от места вытяжки (в данном случае от верха рабочего окна) зависит от соотношения размеров шкафа h_0/b и относительного расстояния h/b (v_0 — скорость воздуха у верха рабочего окна; v — скорость воздуха в данной точке на расстоянии h от верхней кромки рабочего окна; h_0 — высота рабочего окна; b — глубина шкафа). Для укрытий с отсосом воздуха через отверстие, расположенное в верхнем перекрытии шкафа, на рис. IV-9 и IV-10 приведены опытные значения коэффициентов $\varphi_0 = v/v_0$, $\varphi_1 = v_{ср}/v_0$ и $\varphi_2 = v_н/v_{ср}$ ($v_{ср}$ — средняя по расходу скорость в рабочем окне; $v_н$ — скорость у низа рабочего окна). Как видно из рис. IV-9, опытные точки для разных относительных размеров укрытий хорошо легли на одну кривую. Поэтому ее можно принять за расчетную.

Если по конструктивным соображениям возможно устройство только верхнего отсоса от шкафа, то для обеспечения у низа рабочего окна скорости не менее $v_{мин}$, требуемой по формулам (IV.1), (IV.2), количество воздуха (в м³/с), удаляемого из шкафа, следует определять по формуле

$$L = F\frac{v_{мин}}{\varphi_2} \qquad (IV.9)$$

где F — площадь рабочего окна, м²; $v_{мин}$ — минимальная скорость воз-

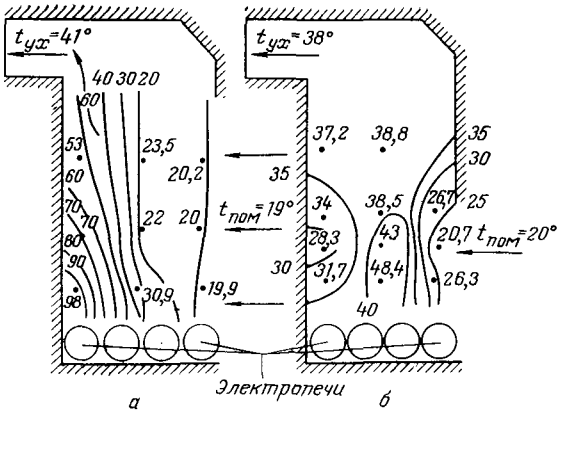


Рис. IV-11. Поле температур внутри шкафа (вертикальные разрезы по средней части шкафа):
а — высота рабочего окна h_0 = 900 мм; *б* — высота рабочего окна h_0 = 450 мм.

духа, которая должна быть обеспечена в рабочем окне шкафа, м/с; $\varphi_2 = v_н/v_{ср}$ — отношение скорости $v_н$ у низа рабочего окна при верхнем отсосе от шкафа к средней скорости $v_{ср}$ по сечению окна.

Если внутри укрытия имеются источники тепла, то вследствие образования теплового напора скорости в рабочих отверстиях укрытия перераспределяются; кроме того, в верхних частях укрытия, несмотря на удаление из него воздуха с помощью механической вентиляции, может создаться положительное давление, под действием которого нагретый и загрязненный воздух будет вытесняться из укрытия в помещение.

Л. С. Клячко, обративший внимание на это явление, рекомендовал стремиться к тому, чтобы сумма скоростного давления и гидравлических потерь при входе в укрытие была больше теплового напора.

В случаях, когда объем укрытия значительный, а площади отверстий небольшие (см. рис. IV-2), циркуляция воздуха в укрытии приводит к равномерному распределению температур, и тепловой напор можно с достаточной точностью определить, принимая плотность газов в укрытии при температуре, с которой они удаляются из укрытия.

На рис. IV-11, *а* приведено поле температур внутри шкафа с источниками тепла при полностью открытой передней стенке (высота рабочего окна h_0 = 900 мм). Разность температур в точках у рабочего окна шкафа и его задней стенки 98—20 = 78 °С, что в 3,5 раза превышает перепад температур ($\Delta t_{ух} = t_{ух} - t_{пом}$ = 22 °С).

На рис. IV-11, *б* изображено поле температур в том же шкафу при высоте рабочего окна в 2 раза меньшей (h_0 = 450 мм). Представленные на рис. IV-11 поля температур внутри шкафа различны несмотря на то, что тепловыделения и расходы воздуха в опытах

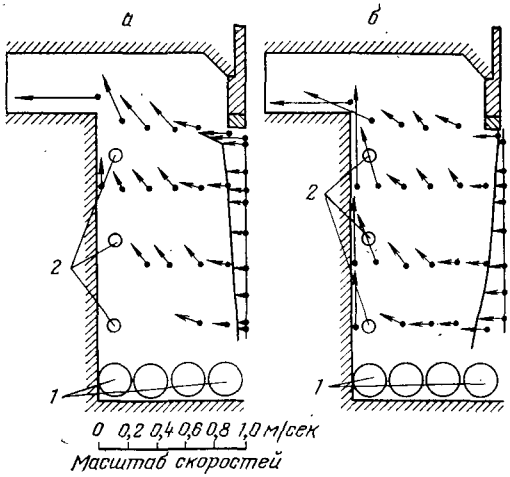


Рис. IV-12. Поле скоростей внутри шкафа и в рабочем окне:
а — при отсутствии выделений тепла в шкафу; *б* — при выделениях тепла в шкафу; *1* — электропечи; *2* — отверстия в боковой стенке.

были почти одинаковы. Во втором опыте (рис. IV-11, *б*), где скорость воздуха в рабочем окне более чем в 2 раза превышала скорость в рабочем окне в первом опыте (рис. IV-11, *а*), и, следовательно, энергия, вносимая струей, входящей в шкаф, была в 4 раза больше, поле температур было равномернее. Наибольшая разность температур была 48,4—20,0 = 28,4 °С, что только в 1,54 раза больше $\Delta t_{ух}$.

Чтобы определить влияние теплового напора, возникающего внутри укрытия, на распределение скоростей в укрытии и рабочем окне, были поставлены опыты, в которых электроанемометром замеряли поле скоростей в рабочем окне «холодного» шкафа (рис. IV-12, *а*) и при наличии в нем выделений тепла (рис. IV-12, *б*).

Разность динамических давлений, соответствующих скоростям в рабочем окне в опытах с выделениями тепла и без них, характеризует воздействие гравитационных сил (теплового напора) на скоростное поле в рабочем окне укрытия, другими словами, действительный тепловой напор в рабочем окне. Найдя тепловой напор, можно определить соответствующую ему разность температур $\Delta\theta$. Отнесем $\Delta\theta$ к $\Delta t_{ух}$ и получим коэффициент λ расчетного перепада температур (см. табл. IV.2)

$$\lambda = \frac{\Delta\theta}{\Delta t_{ух}} \qquad (IV.10)$$

где λ — опытный коэффициент (табл. IV.2); $\Delta\theta$ — расчетная разность температур для определения теплового напора; $\Delta t_{ух} = t_{ух} - t_{пом}$ — разность температур воздуха, уходящего из укрытия шкафа, и в помещении.

Коэффициент λ определяли при разных высотах рабочего окна, различной расстановке источников выделений тепла и температурах горячих поверхностей в пределах 130—150 °С.

Опыты показали, что через отверстия в стенках укрытия, расположенные в местах, где наблюдается высокая температура воздуха, может выбиваться нагретый воздух в смеси с вредными веществами, однако при этом через рабочее окно выбивание (на том же уровне) не происходит.

В опытах наблюдалось, что воздух выбивается через отверстия 2 (см. рис. IV-12), когда скорости его внутри шкафа около отверстий были незначительны. Приближая отсос к отверстиям, можно, не изменяя количество воздуха, удаляемого из шкафа, увеличить скорость воздуха внутри шкафа около отверстий и таким образом исключить попадание загрязненного воздуха в помещение. Поэтому в укрытиях с выделениями тепла, в которых кроме рабочего окна имеются небольшие отверстия в стенках необходимо конструировать отсос таким образом, чтобы внутри укрытия в местах около отверстий создавались по возможности бо́льшие скорости движения воздуха.

Пользуясь табл. IV.2, можно определить тепловой напор в рабочем окне укрытия и рассчитать объем воздуха, который следует удалить, чтобы обеспечить минимальную скорость $v_{мин}$ в наиболее неблагоприятных местах. При выделениях тепла в укрытии таким неблагоприятным местом является верх рабочего окна.

ТАБЛИЦА IV.2. Величины коэффициента λ расчетного перепада температур для определения теплового напора, действующего в укрытиях с тепловыделениями

Отношение высоты открытого рабочего окна к глубине шкафа	Способ отсоса от шкафа	Место установки источников выделения тепла	Коэффициент расчетного перепада температур λ
0,6	Отсос через верхнее перекрытие шкафа	Равномерно на $^1/_4$ площади нижнего перекрытия, прилегающей к рабочему окну	0,5
0,6	То же	Равномерно на $^1/_2$ площади, прилегающей к рабочему окну	0,3
0,6	То же	Равномерно по всей площади нижнего перекрытия	0,15
0,9	То же	То же	0,10
1,6	То же	»	0,10
1,8	Отсос через верхнее и нижнее перекрытия	Равномерно по всему объему шкафа	0,13

Исходным уравнением для определения объема воздуха, удаляемого от укрытия, будет

$$H_c^т = H_c + \Delta H - H^т \qquad (IV.11)$$

где $H_c^т$ — скоростное давление, соответствующее скорости у верха рабочего окна укрытия при выделениях тепла, Па (кгс/м²); H_c — скоростное давление, соответствующее скорости у верха рабочего окна при отсутствии выделений тепла, Па (кгс/м²); ΔH — потери давления при входе воздуха в укрытие, Па (кгс/м²); $H^т$ — тепловой напор у верха рабочего окна укрытия, Па (кгс/м²).

Найдем значения величин, входящих в уравнение (IV.11).

У верхней кромки окна при выделениях тепла скорость воздуха должна быть не меньше $v_{мин}$; поэтому

$$H_c^т \geqslant \frac{v_{мин}^2}{2} \rho_{пом} \qquad (IV.12)$$

Из уравнения (IV.12) следует, что при выделениях тепла в укрытиях вытяжку следует делать только через решетку в верхнем перекрытии. Скоростное давление у верха рабочего окна при отсутствии в укрытии выделений тепла может быть выражено через расход воздуха L формулой

$$H_c = \frac{v_0^2}{2} \rho_{пом} = \left(\frac{v_{ср}}{\varphi_1}\right)^2 \frac{\rho_{пом}}{2} = \left(\frac{L}{F\varphi_1}\right)^2 \frac{\rho_{пом}}{2} \qquad (IV.13)$$

При отсутствии у входа в укрытие добавочных сопротивлений (в виде сеток и др.) и устройстве закругленных кромок сопротивлением входу воздуха в укрытие можно пренебречь. Если при этом в стенках укрытия отсутствуют отверстия с площадью, соизмеримой с площадью рабочего окна, то нейтральная зона в укрытии располагается примерно на высоте, равной половине высоты рабочего окна ($h_0/2$). Тогда

$$H^т = \frac{h_0 g}{2} (\rho_{пом} - \rho_{расч}) = \frac{h_0 g}{2} \rho_{пом} \left(1 - \frac{\rho_{расч}}{\rho_{пом}}\right) \qquad (IV.14)$$

где $\rho_{расч}$ — плотность (кг/м³) воздуха при расчетной температуре, $T_{расч} = T_{пом} + \lambda \Delta t_{ух}$.

Заменив отношение плотностей отношением абсолютных температур, получим

$$H^т = \frac{h_0 \rho_{пом}}{2} \left(1 - \frac{T_{пом}}{T_{расч}}\right) g$$

откуда

$$H^т = \frac{h_0}{2} \rho_{пом} \left(1 - \frac{T_{пом}}{T_{пом} + \lambda \Delta t_{ух}}\right) g \qquad (IV.15)$$

Формулу (IV.15) можно упростить, если дробь в круглых скобках разложить в ряд типа $\frac{1}{1+x} = 1 - x + x^2 - x^3 \ldots$, который сходится при $-1 < x < 1$

$$\frac{T_{\text{пом}}}{T_{\text{пом}} + \lambda \Delta t_{\text{ух}}} = \frac{1}{1 + \frac{\lambda \Delta t_{\text{ух}}}{T_{\text{пом}}}} = 1 - \frac{\lambda \Delta t_{\text{ух}}}{T_{\text{пом}}} + \left(\frac{\lambda \Delta t_{\text{ух}}}{T_{\text{пом}}}\right)^2 - \left(\frac{\lambda \Delta t_{\text{ух}}}{T_{\text{пом}}}\right)^3 \ldots \tag{IV.16}$$

Величина $\frac{\lambda \Delta t_{\text{ух}}}{T_{\text{пом}}}$ обычно не превышает 0,05; следовательно, квадратом этой величины и величинами в последующих степенях можно пренебречь. Учитывая это и выразив $\Delta t_{\text{ух}}$ через ее значение

$$\Delta t_{\text{ух}} = \frac{Q}{L \rho_{\text{пом}} c_p} \tag{IV.17}$$

получим

$$H^{\text{т}} = \frac{h_0 g}{2} \rho_{\text{пом}} \frac{\lambda \Delta t_{\text{ух}}}{T_{\text{пом}}} = \frac{h_0}{2} \cdot \frac{g \lambda_0 Q}{L c_p T_{\text{пом}}} \tag{IV.18}$$

где Q — количество тепла, выделяемого в укрытии, кВт; c_p — удельная теплоемкость воздуха, равна 1,005 кДж/(кг·К).

Подставим найденные значения $H_{\text{с}}$ и $H^{\text{т}}$ в уравнение (IV.11) и, учитывая, что $\rho_{\text{пом}} = \frac{353}{T_{\text{пом}}}$, найдем

$$v_{\text{мин}}^2 = \left(\frac{L}{F \varphi_1}\right)^2 - \frac{g h_0 \lambda Q}{353 L c_p} \tag{IV.19}$$

откуда необходимый расход воздуха (в м³/с)

$$L^3 - (F \varphi_1 v_{\text{мин}})^2 L - \frac{g h_0 \lambda Q}{353 c_p} (F \varphi_1)^2 = 0 \tag{IV.20}$$

где численный коэффициент 353 имеет размерность кг·К/м³.

Необходимый расход воздуха, удаляемого от укрытия, можно найти аналитически, решая уравнение IV.20, или графически по номограмме (рис. IV-13).

Для составления номограммы обозначим через $A = (F \varphi_1 v_{\text{мин}})^2$ и $B = \frac{g h_0 \lambda Q}{353 c_p} (F \varphi_1)^2$. Параметр A имеет размерность м⁶/с²; а параметр B — м⁹/с³. Упростим параметр B, подставив в него значения $g = 9{,}81$ м/с² и $c_p = 1{,}005$ Дж/(кг·К), Тогда $B = 0{,}0278 \times h_0 \lambda Q (F \varphi_1)^2$

где $0{,}0278 = \frac{9{,}81}{353 \cdot 1{,}005}$ м⁴/(с²·кДж).

С введением параметров A и B уравнение (IV.20) примет вид

$$L^3 - AL - B = 0 \tag{IV.21}$$

или

$$L^3 - B = AL \tag{IV.22}$$

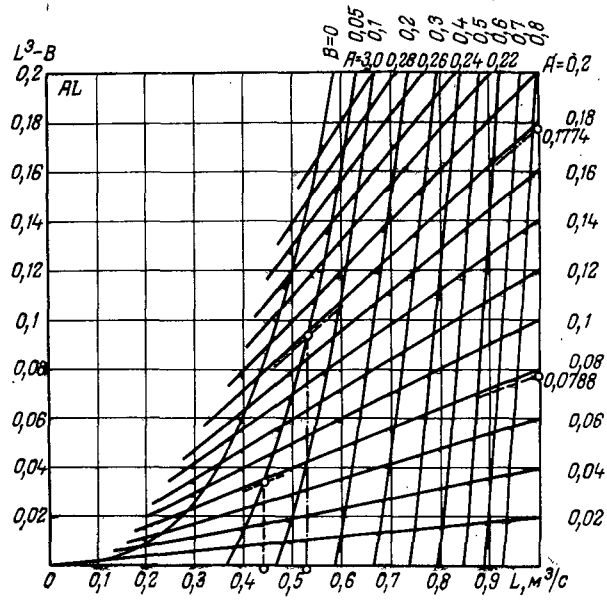


Рис. IV-13. Номограмма для определения необходимого объема воздуха, удаляемого из вытяжных шкафов с верхним отсосом при выделениях тепла в шкафах.

На номограмме (см. рис. IV-13) построены два семейства кривых L^3—B и AL, для разных значений параметров A и B. Вещественный корень уравнения (IV.20) находится на пересечении кривой L^3—B с прямой AL при заданных параметрах A и B.

Пример IV.1 пользования номограммой. Определить количество воздуха, которое следует удалять через верхний отсос от шкафа глубиной $b = 1{,}0$ м, рабочее окно шкафа имеет высоту $h_0 = 0{,}6$ м и длину 2 м; площадь рабочего окна $F = 1{,}2$ м². В шкафу установлено оборудование, выделяющее тепло $Q = 23{,}1$ кВт. Источники тепла равномерно расположены по площади нижнего перекрытия шкафа.

В соответствии с возможной максимальной концентрацией в шкафу вредного вещества, предельно допустимой концентрацией этого вещества на рабочем месте и конструкцией шкафа, минимальная скорость в рабочем окне должна быть $v = 0{,}3$ м/с.

Решение. По табл. IV.2 находим для отношения $h_0/b = 0{,}6$ значение коэффициента $\lambda = 0{,}15$.

Для этого же отношения $h_0/b = 0{,}6$ по графику рис. IV-10 определяем $\varphi_1 = 0{,}78$.

Вычисляем параметры A и B

$$A = (1{,}2 \cdot 0{,}78 \cdot 0{,}3)^2 = 0{,}0788$$

$$B = 0{,}0277 \cdot 0{,}6 \cdot 0{,}15 \cdot 23{,}1\,(1{,}2 \cdot 0{,}78)^2 = 0{,}0505$$

На пересечении прямой $A = 0{,}0788$ с кривой $B = 0{,}0505$ (см. пунктирную линию на номограмме) находим $L = 0{,}44$ м³/с $= 1580$ м³/ч.

Можно проверить правильность решения, подставив найденный корень в уравнение (IV.20):

$$0{,}44^3 - 0{,}0788 \cdot 0{,}44 - 0{,}0505 = 0{,}12 \cdot 10^{-4}$$

Расхождение в 0,15% от величины $L^3 = 0{,}08518$ можно считать удовлетворительным.

Пример IV.2. При тех же условиях, как и в примере IV.1, минимальная скорость воздуха должна быть в 1,5 раза больше $v_{мин} = 0{,}45$ м/с.

Решение. Определяем параметр A:

$$A = (1{,}2 \cdot 0{,}78 \cdot 0{,}45)^2 = 0{,}1774$$

Параметр B такой же, как и в примере IV.1 B = 0,0505. На пересечении прямой $A = 0{,}1774$ * с кривой $B = 0{,}0505$ (см. пунктирную линию с точкой на номограмме) находим $L = 0{,}525$ м³/с = 1890 м³/ч.

Несмотря на то, что минимальная скорость воздуха $v_{мин}$ увеличилась в 1,5 раза, необходимый расход воздуха возрос только в 0,525: 0,44 = 1,2 раза. Это объясняется уменьшением влияния выделений тепла в укрытии на распределение скоростей воздуха в рабочем окне.

Если количество тепла, выделяющегося в укрытии, задано в ккал/ч, то для пользования номограммой его надо перевести в кВт, помня, что, 1 ккал/ч = $1{,}163 \cdot 10^{-3}$ кВт.

В шкафах с выделениями тепла устройство верхних отсосов рационально в случае, когда

$$v_{мин}^3 \leqslant 3{,}81 \cdot 10^{-2} \frac{h\lambda Q}{L} \cdot \frac{1 + \varphi_0^2}{1 - \varphi_0^2} \qquad \text{(IV.23)}$$

Для условий примеров IV.1 и IV.2 целесообразны верхние отсосы от укрытий, так как в обоих случаях соблюдается неравенство (IV.23). По графику рис. IV-9 определим коэффициент φ_0 при $h/b = 0{,}6$ $\varphi_0 = 0{,}56$, тогда правая часть неравенства (IV.23) составит в примере IV.1

$$3{,}81 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{0{,}6 \cdot 0{,}15 \cdot 23{,}1}{0{,}44} \cdot \frac{1 + 0{,}56^2}{1 - 0{,}56^2} = 345 \cdot 10^{-3} > 0{,}3^3 = 27 \cdot 10^{-3}$$

и в примере IV.2

$$3{,}81 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{0{,}6 \cdot 0{,}15 \cdot 23{,}1}{0{,}525} \cdot \frac{1 + 0{,}56^2}{1 - 0{,}56^2} = 289 \cdot 10^{-3} > 0{,}45^3 = 91 \cdot 10^{-3}$$

При малых выделениях тепла устройство только верхнего отсоса нецелесообразно, так как скорость воздуха у нижней кромки рабочего окна становится меньше, чем у верхней, и шкаф должен быть оборудован верхними и нижними отсосами. Количество воздуха, подлежащего удалению (в м³/с), может быть определено по формуле

$$L = \psi F v_{мин} \qquad \text{(IV.24)}$$

где ψ — коэффициент, учитывающий неравномерность скоростного поля в рабочем окне и равный 1,1—1,3.

Значительной экономии тепла и электроэнергии можно добиться при эксплуатации укрытий, в которых тепло выделяется не постоянно, автоматическим регулированием расхода воздуха через верхний и нижний отсосы. Переключая дроссель клапана на воздуховодах от отсосов в зависимости от тепловыделений в укрытии,

---

* На номограмме нет прямой с параметром $A = 0{,}1774$, но эту прямую легко можно провести, соединив начало координат с точкой, абсцисса которой равна 1, а ордината 0,1774.

будут обеспечиваться скорости воздуха во всех точках рабочего проема укрытия не ниже $v_{мин}$, при меньшем расчетном воздухообмене. Таким образом, меньше потребуется производительность вытяжных систем, а что самое главное для компенсации вытяжки будет необходим меньший объем притока, а следовательно, и меньшие расходы тепла и электроэнергии на его подачу и нагрев в зимнее и охлаждение в летнее время.

Литература

1. *Фиалковская Т. А.*— В кн.: Научные работы институтов охраны труда ВЦСПС, № 2. М., Профиздат, 1961, с. 22—31.

ОБЩЕОБМЕННАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ

Назначение общеобменной вентиляции — довести метеорологические условия и чистоту воздушной среды в помещениях до кондиций, требуемых санитарными нормами.

При проектировании общеобменной вентиляции должны быть учтены расслоение воздуха по высоте помещения в зависимости от разности плотностей, циркуляция воздуха, вызываемая приточными и тепловыми струями, турбулентный перенос вредных веществ в потоках воздуха.

Важной, все еще не полностью решенной задачей является установление зависимостей избыточных температур и концентраций от высоты производственных помещений. Приводимые ниже зависимости подтверждены в последнее время рядом научно-исследовательских работ и могут рассматриваться как расчетные для условий, соответствующих опытным.

Дискуссионным остается также способ подачи приточного воздуха, место удаления загрязненного воздуха и необходимая высота помещения для его лучшего проветривания. Есть основание считать, что приводимые в этой главе соображения дадут для большинства конкретных случаев количественные зависимости, позволяющие обоснованно выбрать лучшее решение: найти схемы воздухообмена, обеспечивающие требуемые условия воздушной среды в рабочей зоне при минимальных воздухообменах.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУР И КОНЦЕНТРАЦИЙ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ ПО ВЫСОТЕ ВЕНТИЛИРУЕМЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

Нагрев воздуха или подмешивание к нему газов, имеющих отличную от него плотность, могут привести к расслоению воздуха по высоте помещения. Создавшееся расслоение определяет процессы распространения тепла и вредных веществ в вентилируемом помещении.

В метеорологии процессы, протекающие при расслоении среды по плотности, характеризуются критерием Ричардсона, который

был применен П. А. Андреевым для решения задач вентиляции [1].

$$\mathrm{Ri} = g\,\frac{\dfrac{1}{\rho}\cdot\dfrac{\partial\rho}{\partial z}}{\left(\dfrac{\partial v}{\partial z}\right)^2} \qquad (V.1)$$

где g — ускорение силы тяжести, м/с^2; $\dfrac{\partial\rho}{\partial z}$ — градиент плотности по вертикали, кг/м^4; $\dfrac{\partial v}{\partial z}$ — градиент скорости по вертикали, с$^{-1}$.

Этот критерий является отношением факторов, стабилизирующих расслоение в атмосфере, к факторам, характеризующим интенсивность турбулентного перемешивания.

Поперечные (вертикальные) пульсации в турбулентном потоке переносят вниз более нагретый воздух и поднимают вверх его холодные частицы. На этот перенос тратится энергия турбулентных пульсаций. Энергия турбулентных пульсаций возникает в результате кинетической энергии потока при вертикальном сдвиге ветра $\partial v/\partial z$ из-за вихревого трения τ_0. Поэтому критерий Ричардсона можно также рассматривать как отношение:

$$\mathrm{Ri} = \frac{\text{скорость расхода турбулентной энергии силами плавучести}}{\text{скорость образования турбулентной энергии сдвигом ветра}}$$

В вентилируемых помещениях, в которых наблюдается расслоение среды по плотности, процессы следует характеризовать аналогичным критерием. Но в этот критерий не должны входить градиенты плотности и скорости, так как первый является искомой величиной при решении задач по вентиляции, а второй (градиент скорости) не входит в условия однозначности. Исходя из изложенного в главе II, представляется возможным охарактеризовать турбулентное перемешивание в воздушной среде вентилируемого помещения величиной диссипируемой энергии, которая входит в условия однозначности.

Факторами, стабилизирующими расслоение, являются теплонапряженность, высота помещения и другие, которые определяют энергию тепловых струй.

Легко показать, как, исходя из указанных соображений, можно перейти от критерия Ri к критерию K [см. формулу (II.89)].

Если расслоение среды по плотности происходит под действием разности температур, то

$$\frac{1}{\rho}\cdot\frac{\partial\rho}{\partial z} \sim \frac{\Delta\rho}{\rho\Delta z} \sim \frac{\Delta t}{T_0 l} \qquad (V.2)$$

где Δt — полный перепад температур в вентилируемом помещении.

Перепад температур равен

$$\Delta t = \frac{\bar{Q}V}{F_{\text{пр}} v \rho c_p}$$

где V — объем помещения; $F_{\text{пр}}$ — площадь приточных отверстий.

Так как $V \sim l^3$ и $F_{\text{пр}} \sim l^2$, то, следовательно

$$\frac{\Delta t}{T_0 l} \sim \frac{\bar{Q} l^3}{T_0 l^3 v \rho c_p} = \frac{\bar{Q}}{T_0 v \rho c_p}$$

Дробь в знаменателе критерия Ричардсона может быть преобразована следующим образом

$$\frac{\partial v}{\partial z} \sim \frac{\Delta v}{\Delta z} \sim \frac{v}{l} \qquad \text{(V.3)}$$

Подставляя полученные значения (V.3) в формулу критерия Ri, найдем

$$\text{Ri} \sim g \frac{\bar{Q} l^2}{T_0 v \rho c_p v^3} = \frac{1}{\text{K}}$$

Таким образом, критерий К является модификацией критерия Ri, в котором учтены зависимости, характерные для вентилируемых помещений.

Далее будет показано, как в зависимости от критерия К меняются характеризующие распределение температур и концентраций коэффициенты m и $m_{\text{г}}$, которые упоминались в главе III (формулы III.93 и III.94).

Расслоение, вызываемое подмешиванием к воздуху вредных газов, также определяется критерием, аналогичным К, однако вместо разности температур принята соответствующая разность плотностей воздуха с различными концентрациями примеси.

Если из оборудования выделяются газы и пары легче воздуха, то наибольшие их концентрации будут в верхней зоне помещения. В этом случае концентрации вредных веществ распределяются почти так же как избыточные температуры.

Рассмотрим, как распределяются по высоте помещения концентрации вредных веществ, плотность которых больше плотности воздуха.

А. Г. Аверьянов и Г. И. Гурвич на основе исследований, проведенных ими в производственных условиях, показали, что при выделении тяжелых газов совместно с теплом во многих случаях не наблюдается повышение концентрации этих веществ в нижней зоне помещения. Напротив, возможны случаи, когда в верхней зоне помещения концентрации тяжелых газов больше, чем в нижней. Однако и в настоящее время при проектировании вентиляции цехов, в которых выделяются тепло и вредные вещества, еще допускают ошибки. Например, в цехах при выделении тяжелых га-

зов (пары бензина, бензола, ртути, хлор и т. п.) устраивают вытяжку из нижней зоны, а приток в верхнюю.

Результаты опытов А. Г. Аверьянова и Г. И. Гурвича можно подтвердить следующим выводом. Определим плотность смеси воздуха и подмешанного к нему газа

$$\rho_{см} = \rho_в + \rho_г \qquad (V.4)$$

где $\rho_{см}$ — плотность газовоздушной смеси при полном давлении, равном барометрическому давлению В, кг/м³; $\rho_в$, $\rho_г$ — соответственно плотность воздуха и газа, при парциальных давлениях каждого из них в газовоздушной смеси, кг/м³.

Используя уравнение Дальтона (сумма парциальных давлений воздуха и газа равна барометрическому давлению), можно получить искомое выражение для $\rho_{см}$. Для этого, выразив в уравнении Дальтона парциальное давление газа с помощью характеристического уравнения через известную $\rho_г$, равную концентрации газа q, найдем выражение для парциального давления воздуха в смеси. По найденному значению парциального давления воздуха в смеси определим с помощью характеристического уравнения плотность воздуха в смеси $\rho_в$. Подставив величину $\rho_в$ в уравнение (V.4) и заменив $\rho_г$ на q, получим (в кг/м³)

$$\rho_{см} = \frac{B}{R_в T} + q\left(1 - \frac{M_в}{M_г}\right)\cdot 10^{-3} \qquad (V.5)$$

где B — барометрическое давление, Па; $M_в$, $M_г$ — относительная молекулярная плотность воздуха и газа; $R_в$ — удельная газовая постоянная (для воздуха $R_в = 288$), м²/(с²·К); T — абсолютная температура смеси воздуха и газа, К; q — концентрация газа, г/м³.

Первый член в уравнении (V.5) — это плотность воздуха, не смешанного с газом при барометрическом давлении, обозначим ее через $\rho_{в_0}$, тогда

$$\rho_{см} = \rho_{в_0} + q\left(1 - \frac{M_в}{M_г}\right)\cdot 10^{-3}$$

Изменение плотности воздуха $\Delta\rho$ при подмешивании к нему тяжелого газа ($M_г > M_в$) и увеличении температуры с T_1 до T_2 будет равно

$$\Delta\rho = \rho_2 - \rho_1 = -\frac{B\Delta t}{R_в T_2 T_1} + q\left(1 - \frac{M_в}{M_г}\right)\cdot 10^{-3}$$

где $\Delta t = T_2 - T_1$.

Если принять T_1 и T_2 в пределах 293—303 К, барометрическое давление $B = 101\,000$ Па, $R_в = 288$ м²/(с²·К) и относительную молекулярную плотность воздуха $M = 29$, то $\Delta\rho$ (в г/м³)

$$\Delta\rho = -4\Delta t + q\left(1 - \frac{29}{M_г}\right) \qquad (V.6)$$

Из формулы (V.6) следует, что при нагревании воздуха на 1°С плотность его уменьшается на 4 г/м³. Для того чтобы смесь воздух—

газ, нагретая на 1°С, стала тяжелее чистого ненагретого воздуха, концентрация газа в смеси должна быть больше 4 г/м³. Так, в случае подмешивания к воздуху хлора, плотность которого в 2,45 раза больше плотности воздуха ($M = 70{,}92$), необходимо, чтобы концентрация хлора была

$$q \geqslant \frac{4}{1 - 29/70{,}92} = 6{,}8 \text{ г/м}^3$$

Предельно допустимая концентрация хлора в воздухе 0,001 г/м³; следовательно, концентрация, при которой проявляется увеличение плотности смеси воздух—газ, во много раз (на 3—4 порядка) больше концентраций, наблюдаемых при нормальной эксплуатации оборудования в производственных помещениях. То же можно сказать и о парах ртути, плотность которых больше плотности воздуха в 7 раз ($M = 200{,}61$).

Увеличение плотности воздуха, равноценное уменьшению его плотности при нагревании на 1°С, будет при концентрации паров ртути

$$q = \frac{4}{1 - 29/200{,}61} = 4{,}75 \text{ г/м}^3$$

что почти на 6 порядков больше предельно допустимой (0,000001 г/м³) и при обычных температурах воздуха в помещении 20—25 °С невозможно, так как концентрация паров ртути, насыщающих воздух при этой температуре, не превышает 0,02 г/м³.

Эти расчеты объясняют, почему в цехе электролитического получения хлора на жидком ртутном катоде, где вследствие выделений тепла от ванн температура в верхней зоне на 4—5 °С выше, чем в рабочей, концентрации тяжелых газов — хлора и паров ртути — в верхней зоне в 1,4 раза больше, чем в рабочей.

В цехах изготовления прорезиненных материалов, где установлены намазочные машины, выделяющие тепло и пары растворителей (бензина, бензола и др., плотность которых превышает плотность воздуха в 2,5—3 раза), в верхней зоне помещения также наблюдались концентрации в 1,5—2 раза более высокие, чем в рабочей зоне. Даже в цехе приготовления клеев, в котором тепловые выделения незначительные (только от электродвигателей мешалок), концентрации бензина и других растворителей в верхней зоне были больше или такие же, как в рабочей зоне.

При больших концентрациях тяжелых газов подмешиваемых к воздуху, и при малых избытках тепла в помещении могут наблюдаться повышенные концентрации в нижней рабочей зоне. При этом вследствие неравномерности (в пространстве) выделения тепла и вредных газов большая их концентрация в нижней зоне может быть даже, если

$$\Delta t > \frac{q}{4}\left(1 - \frac{29}{M_г}\right)$$

Для характеристики распределения концентраций по высоте производственных помещений с заданным расположением источников тепла и вредных газов, может быть предложен параметр P_1, получаемый из уравнения (V.4) при делении второго члена на первый

$$P_1 = \frac{R_в T_1 T_2 q (1 - M_в/M_г)}{BA\Delta t} \qquad (V.7)$$

Параметр P_1 безразмерен и является отношением изменения плотности воздуха при подмешивании к нему тяжелого газа к изменению, вызываемому подогревом воздуха.

Параметр P_1 можно упростить так же, как это было сделано при выводе формулы (V.6), приняв постоянными значения $R_в$, $M_в$, B, T_1 и T_2, которые можно отбросить, тогда

$$P = q \frac{1 - 29/M_г}{\Delta t} \qquad (V.8)$$

Параметр P не безразмерен, но его легко привести к безразмерному виду, помножив на произведение отброшенных постоянных величин, имеющее размерность К·м³/г. В параметре P концентрация q выражена в г/м³.

В формулу для параметра P может быть подставлена разность температур и концентраций в любых двух точках. Например, при разности температур и концентраций в рабочей зоне и в приточном воздухе параметр P [в г/(м³·К)] будет иметь вид

$$P = \frac{(q_{р.з} - q_{пр})(1 - 29/M_г)}{t_{р.з} - t_{пр}} \qquad (V.9)$$

Опытами установлено, что при совместном расположении источников выделения тепла и газов в рабочей зоне при параметре $P < 5 \cdot 10^{-3}$, вычисленном по формуле (V.8), распределение концентраций по высоте совпадает с распределением избыточных температур ($t - t_{пр}$). В этом случае $m_г = m$. При значениях параметра P в пределах от $5 \cdot 10^{-3}$ до $1 \cdot 10^{-1}$ в верхней зоне помещения наблюдаются более высокие концентрации тяжелых газов, чем в рабочей зоне, но численные значения коэффициентов $m_г$ и m не совпадают: $m_г > m$. При значении параметра около $4 \cdot 10^{-1}$ наблюдается равномерное распределение концентраций по высоте помещения: $m_г = 1$ при $m < 1$.

Только при параметре $P > 0{,}4$ г/(м³·К) внизу помещения в рабочей зоне концентрации газов, имеющих бо́льшую плотность, чем воздух, могут быть больше, чем в верхней зоне помещения.

В параметре P концентрация q вредного вещества (в г/м³) при нормальной работе — предельно допустимая, при аварийном состоянии — максимальная, которая возможна во время аварии.

Было сделано предположение, которое подтвердилось опытами, что в геометрически подобных помещениях коэффициенты m и $m_г$ могут быть выражены как функции критерия К.

Как правило, с увеличением критерия К коэффициент m увеличивается, стремясь к единице. Исключение представляют схемы вентиляции, в которых рабочие места непосредственно обдуваются приточными струями. При этом коэффициент m может не зависеть от критерия К, оставаясь постоянным.

При малых значениях критерия К, когда энергия тепловых струй велика по сравнению с энергией приточных струй, наблюдается температурное расслоение по высоте помещений. При тепловых струях большой мощности и малых воздухообменах образуется, как это наблюдали в опытах Е. В. Кудрявцев, В. В. Батурин и И. А. Шепелев, так называемое температурное перекрытие, т. е. резкая граница между сильно нагретым воздухом, находящимся в верхней части помещения, и холодным воздухом, находящимся в нижней части помещения, т. е. в рабочей зоне.

При увеличении диссипируемой энергии в воздухе помещения (вследствие увеличения энергии приточных струй) интенсифицируется процесс турбулентного обмена. Это приводит к разрушению температурного перекрытия и выравниванию температур по высоте.

Критерий К дает возможность судить о том, как меняется соотношение условий в рабочей зоне и в уходящем воздухе при изменении отдельных величин, входящих в этот критерий.

Рассмотрим несколько случаев естественной вентиляции — аэрации.

В аэрируемом здании изменяются выделения тепла от $\overline{Q}_1$ до $\overline{Q}_2$ Вт/м³ [ккал/(м³·ч)] при всех остальных неизменных параметрах, входящих в критерий К.

При неизменной площади приточных окон скорость воздуха, проходящего через них, увеличится пропорционально увеличению воздухообмена, который пропорционален $Q^{1/3}$.

Следовательно, если увеличатся выделения тепла от $\overline{Q}_1$ до $\overline{Q}_2$, скорость в приточных окнах возрастет и будет равняться

$$v_2 = v_1 \left(\frac{\overline{Q}_2}{\overline{Q}_1} \right)^{1/3}$$

и критерий

$$\mathrm{K}_2 = \frac{v_2^3 c_p T_0 \rho}{g \overline{Q}_2 l^2} = \frac{v_1^3 \overline{Q}_2 c_p T_0 \rho}{g \overline{Q}_1 \overline{Q}_2 l^2} = \mathrm{K}_1$$

Таким образом, при изменении выделений тепла в зданиях критерий К остается неизменным, следовательно, постоянным будет и коэффициент m. Поэтому изменение выделений тепла в аэрируемом здании приводит к пропорциональному изменению температуры в рабочей зоне.

Например, если температурный перепад в рабочей зоне превышал допустимый в 1,5 раза, то уменьшение тепловыделений в 1,5 раза, в результате устройства тепловой изоляции или других ме-

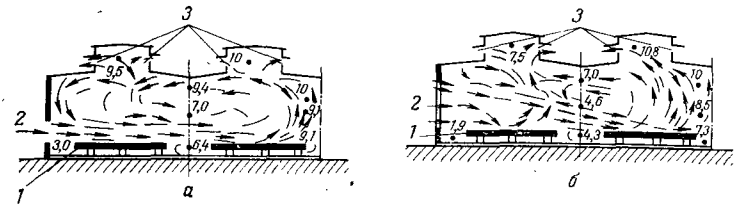


Рис. V-1. Распределение избыточных температур (в °С) и схема циркуляции потоков воздуха в аэрируемом четырехпролетном цехе электролиза хлора (показана половина цеха — два пролета):

а — площади приточных и вытяжных проемов равны; *б* — площадь приточных проемов в 2 раза больше площади вытяжных проемов; *1* — ванна электролиза; *2* — приточные проемы; *3* — вытяжные проемы.

роприятий, приведет к снижению избыточной температуры в рабочей зоне в то же число раз и таким образом будет достигнут требуемый Санитарными нормами перепад температур в рабочей зоне.

В аэрируемом здании изменяется площадь приточных и вытяжных проемов в одно и то же число раз при всех остальных неизменных параметрах, входящих в критерий К (в том числе и $\overline{Q}$). При этом площади приточных и вытяжных проемов могут быть не равны. В этом случае скорость воздуха в приточных проемах останется почти без изменения и критерий $K_2 = K_1$. Таким образом, при увеличении площади приточных и вытяжных проемов в одно и то же число раз коэффициент m постоянен и избыточная температура изменяется обратно пропорционально воздухообмену.

Как известно, воздухообмен $L \sim F_{пр}\sqrt{h\Delta\rho}$, разность плотностей наружного и внутреннего воздуха $\Delta\rho \sim \Delta t_{ух} \sim \overline{Q}/L$. Следовательно, при $h = \text{const}$ получим $L \sim F_{пр}\sqrt{\dfrac{1}{L}}$, откуда $L \sim F_{пр}^{2/3}$.

При увеличении площади приточных и вытяжных проемов, например в 2 раза, воздухообмен возрастет в $2^{2/3} = 1{,}6$ раза. Во столько же раз уменьшится перепад температур в рабочей зоне.

При неизменной площади вытяжных проемов увеличивается площадь приточных. Все остальные исходные параметры не меняются. При увеличении площади приточных аэрационных проемов воздухообмен изменяется незначительно, и скорость воздуха в приточных проемах будет уменьшаться почти обратно пропорционально площади $F_{пр}$, т. е. $v \sim 1/F_{пр}$. Следовательно, критерий

$$K \sim \frac{1}{F_{пр}^3} \qquad (V.10)$$

Таким образом, при увеличении площади приточных проемов критерий К сильно уменьшается, что приводит к снижению коэффициента m и соответствующему уменьшению избыточных температур в рабочей зоне. Этот вывод подтверждается опытными данными.

На рис. V-1 приведены избыточные температуры в одноэтажном четырехпролетном цехе электролиза хлора. Удельные выделения тепла составляли 41 Вт/м^3 и кратность воздухообмена 14 ч$^{-1}$. Как видно из рис. V-1, *б*, во втором случае температура в рабочей зоне снизилась более чем на 2 °С по сравнению с опытом рис. V-1, *а*. Такого понижения температуры можно достигнуть, увеличив воздухообмен на 30—40%, т. е. увеличив на 30—40% площадь приточных и вытяжных проемов. Но так как затраты на сооружение вытяжных аэрационных устройств (фонаря) значительно больше, чем затраты на сооружения приточных аэрационных устройств, то схема аэрации, представленная на рис. V-1, *б* значительно экономичнее. Поэтому, как правило, рекомендуется устраивать приточные отверстия, площадь которых на 40—60% больше площади вытяжных.

Цехи с большими выделениями тепла целесообразно строить двухэтажными с проемами в междуэтажном перекрытии.

В первом этаже располагают оборудование, от которого не выделяются тепло и вредные газы. Все основное оборудование устанавливают во втором этаже. Первый этаж в таких цехах служит как бы коллектором, раздающим наружный воздух в количестве 30—50% от всего объема приточного воздуха по всей площади второго этажа через проемы в перекрытии. Площадь проемов в перекрытии должна быть доведена до максимально возможной. Рекомендуется делать перекрытие в местах рабочих площадок не сплошным, а решетчатым. По такому принципу строятся сейчас цехи электролиза хлора, алюминия и др.

Для исследования вентиляции двухэтажных цехов была смонтирована модель цеха электролиза хлора шириной 48 м (два пролета по 24 м); высота первого этажа 5,5 м, второго — 12 м. В цехе установили ванны большей производительности, чем в четырехпролетном цехе (см. рис. V-1). По данным технологов, выделения тепла от одной ванны составляют 61,5 кВт, а от электрошин, находящихся под потолком первого этажа — 26,9 кВт (на одну ванну).

Моделировали отсек здания длиной 24 м и шириной, равной половине ширины цеха от средней оси до наружной стены. В таком отсеке размещается 10 ванн.

Результаты опытов в пересчете на натуру приведены в табл. V.1, избыточные температуры показаны на рис. V-2.

Для удобства расчетов критерии K лучше находить как отношение удельной диссипируемой энергии приточных струй (формула II.55) к удельной диссипируемой энергии тепловых струй, определяя последнюю по опытным данным (см. табл. II.2 и формулу II.57). В таком виде критерии обозначим

$$K_\varepsilon = \frac{\varepsilon_{п.с}}{\varepsilon_{т.с}} \qquad (V.11)$$

В табл. V.1 расчет произведен по отношению к критерию K_ε. Здесь приведены полученные в результате опытов значения избыточных температур в среднем проходе ($\Delta v_{ср.п}$) и в крайних про-

ТАБЛИЦА V.1. Результаты опытов на модели цеха производства хлора

Выделения тепла, Вт	Теплонапряженность, Вт/м³	Воздухообмен, н·м³/ч	Кратность обмена, ч⁻¹	Скорость в приточных отверстиях, м/с	Энергия приточных струй $10^4\ \varepsilon_{п.\ с}$, м³/с³
360 000	36	25 000	2,5	0,26	0,57
880 000	88	180 000	18	0,8	38,4
870 000	87	260 000	26	1,0	87,0
905 000	90	350 000	35	1,5	265
890 000	89	410 000	41	2,0	548
880 000	88	540 000	54	2,9	1520

* Критерий K_ε определен как отношение энергии приточных струй, определенной по числе аргумента критерий K_ε, представляется возможным в определенных пределах вентиляции.

ходах ($\Delta t_{к.\ п}$), а также значения избыточных температур уходящего воздуха ($\Delta t_{ух}$). На основе этих данных были сосчитаны, также приводимые в таблице, величины коэффициента m для среднего прохода $\left(m_{ср.\ п} = \dfrac{\Delta t_{ср.\ п}}{\Delta t_{ух}}\right)$ и крайних проходов $\left(m_{к.\ п} = \dfrac{\Delta t_{к.\ п}}{\Delta t_{ух}}\right)$. Избыточные температуры в проходах даны как средние величины на высоте в пределах 2 м от пола второго этажа.

Из табл. V.1 и рис. V-2 видно, что в крайних проходах перепад температур составлял около 3° С, в среднем пролете, где оператор находится около 70% рабочего времени, температурные условия

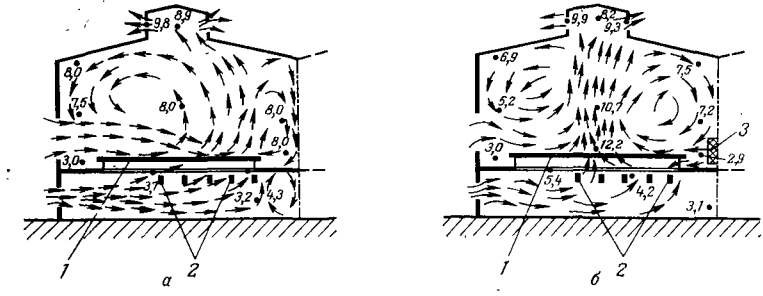


Рис. V-2. Распределение избыточных температур (в °С) и схема циркуляции потоков воздуха в двухэтажном цехе электролитического производства хлора:

а — аэрация; *б* — аэрация и механический приток в средний проход цеха; *1* — ванна электролиза; *2* — шины, подводящие к ваннам ток низкого напряжения; *3* — воздухораспределитель механической приточной вентиляции.

с двухрядным расположением ванн

Энергия тепловых струй, 10^4 $\varepsilon_{т.\ с}$, $м^2/с^3$	Критерий $K_\varepsilon^* = \frac{\varepsilon_{п.\ с}}{\varepsilon_{т.\ с}}$	$\Delta t_{ух}$, °С	Продольные проходы			
			средний		крайний	
			$\Delta t_{ср.\ п}$, °С	$m_{ср.\ п}$	$\Delta t_{к.\ п}$, °С	$m_{к.\ п}$
37	0,015	36,0	25,2	0,7	7,2	0,20
87	0,44	14,2	10,7	0,74	3,8	0,27
87	1,0	9,83	7,5	0,76	3,0	0,305
89	2,98	7,98	6,28	0,79	4,0	0,5
88	6,22	6,4	5,67	0,89	4,38	0,69
87	17,5	4,8	4,74	0,98	4,64	0,967

формуле (II.55), к энергии тепловых, найденной по уравнению (II.57). Принимая в ка- обобщать данные, полученные на неподобных объектах [I], при одинаковых схемах

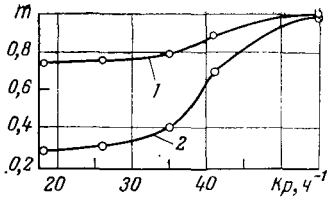
неудовлетворительны, так как $\Delta t_{р.\ з} = 7{,}6—8$ °С. Снижение температуры воздуха в среднем пролете достигается при подаче в него наружного воздуха механической вентиляцией (см. рис. V-2, *б*). Приточный воздух должен подаваться в цех механической вентиляцией с малыми скоростями.

Из опыта сделан вывод, что подача наружного воздуха в количестве 15% от общего воздухообмена достаточна для снижения перепада температур в среднем проходе до 3 °С.

Из табл. V.1 следует, что при изменении воздухообмена величина коэффициента m не остается постоянной. Зависимость коэффициента m от кратности воздухообмена представлена на рис. V-3.

Характерным для этой зависимости является то, что с увеличением кратности воздухообмена коэффициент m стремится к единице.

Таким образом, не следует значение коэффициента m, полученное при одном воздухообмене, распространять на случаи, когда необходим больший воздухообмен. Это особенно важно учитывать при обработке данных производственных испытаний. Если во время испытания воздухообмен был недостаточен для создания нормальных условий в рабочей зоне помещения, то неправильно считать, как это делалось раньше, что увеличение воздухообмена в n раз приведет к снижению разности температур в такое же число раз и обеспечит требуемое нормами состояние воздуха в рабочей зоне. Фактически для этого потребуется больший воздухообмен. Пользуясь графиком (рис. V-3), можно ориентировочно определить, во сколько возрастет коэффициент m, и с учетом этого найти требуемый воздухообмен.



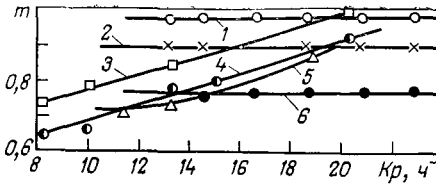


Рис. V-3. Зависимость коэффициента m по формуле (V.1) от воздухообмена:
1 — коэффициент m, определенный по температуре в рабочей зоне в среднем пролете; *2* — коэффициент m, определенный по температуре в рабочей зоне крайних пролетов.

Рис. V-4. Зависимость коэффициента m от воздухообмена при различных схемах механической общеобменной вентиляции:
1 — приток воздуха через отверстия в полу; *2* — приток воздуха через плафоны, сосредоточенная вытяжка через отверстие в торцевой стене у потолка; *3* — приток в нижнюю рабочую зону через тумбочки, сосредоточенная вытяжка через отверстие в торцевой стене у потолка; *4* — приток в рабочую зону через тумбочки, вытяжка через отверстия в потолке; *5* — сосредоточенный приток воздуха в торце помещения у потолка, сосредоточенная вытяжка через отверстия в потолке; *6* — приток воздуха сверху через плафоны, вытяжка через отверстия в потолке.

Все сказанное об изменении коэффициента m при воздухообмене, создаваемом аэрацией, относится и к случаю устройства общеобменной механической вентиляции с вытяжкой из верхней зоны в цехах с избытками тепла [2].

На рис. V-4 приведена зависимость коэффициента m от воздухообмена при различных схемах общеобменной механической вентиляции в герметичном цехе со значительными выделениями тепла.

Из рис. V-4 видно, что при притоке воздуха в рабочую зону и вытяжке из верхней зоны через отверстие в потолке (кривые *3* и *4*) коэффициент m имеет наименьшее значение и возрастает с увеличением воздухообмена. Аналогично изменяется коэффициент при сосредоточенном притоке и вытяжке через отверстия в потолке (кривая *5*). При устройстве вытяжки через равномерно распределенные отверстия в полу (кривая *1*), когда весь удаляемый воздух проходит через рабочую зону, коэффициент m постоянен и близок к единице.

При подаче воздуха через плафоны (кривые *2* и *6*) наблюдались также постоянные значения коэффициента m (0,91 и 0,77), не зависящие от воздухообмена. Воздух подавался сверху над проходами между оборудованием, поэтому можно утверждать, что рабочие места находятся непосредственно в зоне приточной струи, а это аналогично «активной подаче», широко применяемой, по предложению Н. С. Сорокина, на текстильных фабриках. При такой подаче температура воздуха на рабочем месте определяется параметрами приточной струи, и общая турбулизация воздушной среды, возрастающая с увеличением воздухообмена, влияет мало.

На рис. V-5 приведены результаты опытов, в которых воздух подавался через напольные тумбочки в рабочую зону, а вытяжка была через отверстия, равномерно расположенные по потолку помещения. Напольные тумбочки устанавливались у колонн, шаг которых 6 м. Из рисунка видно, что с увеличением удельных выделений тепла коэффициент m уменьшается.

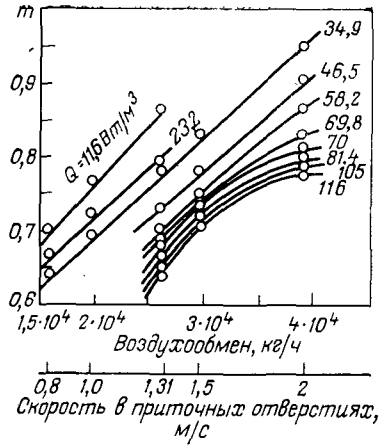


Рис. V-5. Зависимость коэффициента m от воздухообмена и удельных выделений тепла.

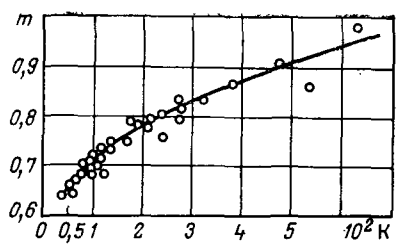


Рис. V-6. Зависимость коэффициента m от критерия К.

Подобие температурных полей и равенство коэффициентов наблюдается при изменении тепловыделений и воздухообмена, если критерий К постоянен.

Например, при удельных выделениях тепло в помещении $\overline{Q} =$ $= 11{,}6$ Вт/м³ [10 ккал/(м³·ч)] и воздухообмене $L = 19\,600$ м³/ч коэффициент $m = 0{,}77$ (см. рис. V-5).

Если в этом же помещении удельные выделения тепла увеличить в 10 раз, т. е. принять $\overline{Q} = 116$ Вт/м³ [100 ккал/(м³·ч)], то для того чтобы величина критерия К не менялась, воздухообмен, пропорциональный скорости выхода приточных струй V, необходимо увеличить в $\sqrt[3]{10} = 2{,}14$ раза и принять $L = 42\,000$ м³·ч. При данных значениях $\overline{Q}$ и L находим (см. рис. V-5) величину коэффициента $m = 0{,}78$, которая близка к значению коэффициента m в первом случае.

По данным опытов (см. рис. V-5) построена зависимость коэффициента m от критерия К.

На рис. V-6 представлены опытные точки и проведенная по ним кривая зависимости m от критерия К.

Среднее отклонение опытных значений коэффициентов m от кривой (см. рис. V-6) составляет $\pm$ 5%, что находится в пределах как точности опытов, так и точности, необходимой для практических расчетов.

Опытные данные других исследований [2], [3] также подтверждают найденную зависимость коэффициента m от критерия K_e. И. И. Полосин [4] исследовал на моделях распределение температур в двухэтажном здании с проемами в перекрытии. В таких зданиях располагаются многие химические производства: стирола, бензола, синтетического каучука и др.

Источники тепла и выделения вредных веществ имеются на обоих этажах и распределены равномерно.

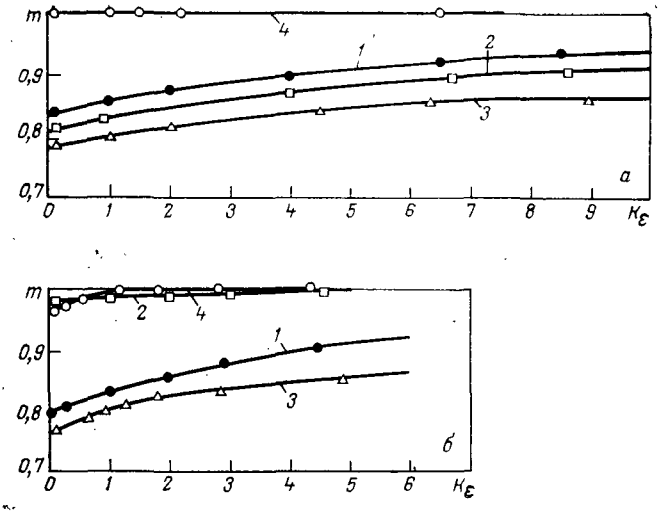


Рис. V-7. Зависимость коэффициента m от критерия K_ε для двухэтажного цеха с проемами в перекрытии:
а — второй этаж; *б* — первый этаж.

Наличие проемов в перекрытии повышает взрывобезопасность здания, улучшает действие аэрации. Однако наличие проемов в перекрытии ведет к перетеканию загрязненного нагретого воздуха с первого этажа во второй.

На рис. V-7 по данным испытаний И. И. Полосина показано изменение коэффициента m от критерия K_ε для четырех из 10 испытанных им схем подачи и удаления воздуха.

В схемах I, II и III воздух подавался равномерно в рабочую зону каждого этажа. Вытяжка: в схеме I через отверстия в кровле второго этажа (кривые *1* на рис. V-7); в схеме II — 50% через отверстия в кровле и 50% из нижней зоны I-го этажа (кривые *2* на рис. V-7); в схеме III вытяжка из верхней зоны каждого этажа (кривые *3*) и в схеме IV приток подавался сосредоточенно в верхнюю зону каждого этажа, вытяжка через отверстия в крыше (кривые *4* на рис. V-7).

Как видно из рис. V-7, во всех случаях при подаче воздуха в рабочую зону и удаления из верхней зоны малым значениям критерия K_ε соответствуют меньшие значения коэффициента m, который возрастает с увеличением критерия K_ε. Только при сосредоточенной подаче приточного воздуха в верхнюю зону (схема IV) или при вытяжке из рабочей зоны (схема II—I этаж) значение коэффициента m близко к 1 и мало зависит от критерия K_ε.

Сравним два аэрируемых здания, имеющих одинаковые удельные выделения тепла $\overline{Q}_1 = \overline{Q}_2$ и равные площади приточных и вытяжных отверстий, но с разной высотой ($h_1 \neq h_2$). Найдем, как будут относиться между собой критерии K_1 и K_2 для зданий с разной вы-

сотой. За определяющий размер в критерии К примем высоту $h = l$.

Скорость воздуха в приточных отверстиях $v \sim \sqrt{h\Delta\rho} \sim \sqrt{l\Delta t}$. Так как $\Delta t_{ух} \sim 1/L \sim 1/v$, то $v \sim \sqrt{l/v}$, откуда $v \sim l^{1/3}$. Следовательно,

$$v_2 = v_1 \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^{1/3}$$

Удельные выделения тепла $\overline{Q} \sim \frac{1}{l}$ и $\overline{Q}_2 = \overline{Q_1}\frac{l_1}{l_2}$.

Подставляя найденные значения v_2 и $\overline{Q}_2$ в критерий К, получим

$$K_2 = \frac{v_2^3 c_p T_0 \rho}{g\overline{Q}_2 l_2^2} = \frac{v_1^3 l_2 l_2 c_p T_0 \rho}{g l_1 \overline{Q}_1 l_1 l_2^2} = \frac{v_1^3 c_p T_0 \rho}{g\overline{Q}_1 l_1^2} = K_1 \qquad (V.11)$$

Следовательно, критерий К остается постоянным. Поэтому можно предположить, несмотря на некоторое нарушение геометрического подобия, что коэффициент m также не будет меняться. Таким образом, отношение избыточных температур в рабочей зоне к перепаду температур в уходящем воздухе не зависит от высоты помещения. Имевшееся ранее суждение о том, что в более высоких зданиях это отношение меньше, опровергается данным выводом, а также результатами опытов.

При возрастании выделений тепла увеличивают воздухообмен механической вентиляции при неизменной площади приточных отверстий. В этом случае, если воздухообмен будет увеличен во столько раз (n), во сколько возросло выделение тепла, т. е. $\overline{Q}_2 = n\overline{Q}_1$ и $L_2 = nL_1$, то $v_2 = nv_1$

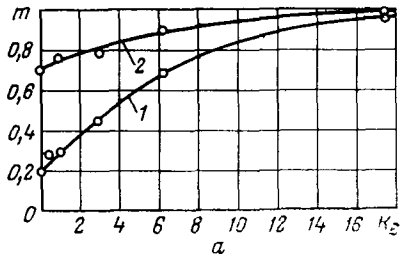
При этом

$$K_2 = \frac{n^3 v^3 c_p T \rho}{g n \overline{Q}_1 l} = n^2 K_1 \qquad (V.12)$$

Таким образом, в рассматриваемом случае критерий К не будет оставаться неизменным.

Например, если при некоторых условиях критерий $K_1 = 0{,}01$, то при увеличении избытков тепла и воздухообмена в 2 раза критерий K_2 увеличится в 4 раза, т. е. $K_2 = 0{,}04$. Коэффициент m увеличится при этом (см. рис. V-6) с 0,7 до 0,87. Следовательно, чтобы при возрастании избытков тепла обеспечить неизменный перепад температур в рабочей зоне, воздухообмен необходимо увеличить в большее число раз, чем возросли избытки тепла. В приведенном примере следует увеличить воздухообмен не менее чем в 2,5 раза.

Так же [см. (V.12)] будет изменяться критерий К в аэрируемых зданиях, когда при неизменной площади приточных окон и возрастании выделений тепла увеличение воздухообмена будет достигаться увеличением площади вытяжных отверстий.



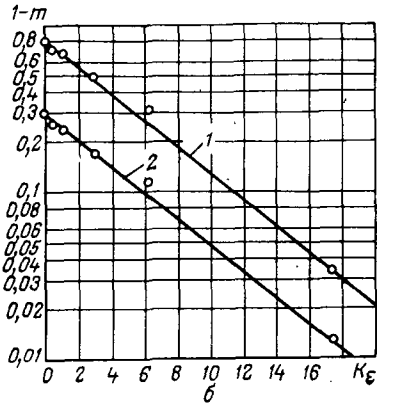


Рис. V-8. Зависимость коэффициента m от критерия K_ε для цеха электролиза хлора при двухрядном расположении ванн:
а — в координатах m, K_ε; *б* — в координатах $y = \lg(1-m)$, K_ε; *1* — крайний продольный проход; *2* — средний продольный проход.

Исходя из проведенного анализа и опытных данных, можно считать, что коэффициент m для геометрических подобных помещений будет однозначно определяться критерием К или K_ε.

Можно рекомендовать обрабатывать опытные данные в виде зависимости $m = f(K_\varepsilon)$.

Для примера сделаем такую обработку для опытных данных, приведенных в табл. V.1.

На рис. V-8, *а* даны зависимости коэффициента m от критерия K_ε по результатам опытов на моделях цеха электролиза хлора (см. табл. V.1). Аппроксимировать кривые *1* и *2* можно в виде формулы

$$m = 1 - C_1 e^{-C_2 K_\varepsilon} \qquad \text{(V.13)}$$

где C_1 и C_2 — постоянные коэффициенты.

Коэффициенты C_1 и C_2 определяют по графикам, построенным в координатах $Y = \lg(1-m)$ и K_ε (рис. V-8, *б*) и находят зависимость $m = f(K_\varepsilon)$:

для крайнего продольного прохода

$$m_{к.\,п} = 1 - 0{,}8e^{-0{,}186K_\varepsilon}$$

для среднего прохода

$$m_{ср.\,п} = 1 - 0{,}3^{-0{,}183K_\varepsilon}$$

В общем виде, если число рядов оборудования более двух, будем иметь

$$m = 1 - c_{1ij} e^{-c_{2ij} K_\varepsilon} \qquad \text{(V.14)}$$

где c_{1ij} и c_{2ij} — постоянные коэффициенты, зависящие от числа рядов оборудования и соответствующие i-му ряду прохода между оборудованием при числе рядов оборудования j.

При выборе схемы общеобменной вентиляции цехов химических заводов необходимо учитывать величину избытков тепла, характер и величину газовыделений, расположение рабочих зон по высоте помещения, тип здания и планировку цехов, экономические показатели.

Во всех химических цехах со значительными выделениями тепла в летнее время следует использовать аэрацию. Так, только благодаря действию аэрации в таких цехах, как печное отделение производства карбида кальция [5], летом достигается воздухообмен (2—3) 10^6 кг/ч (кратность воздухообмена 40—60 $ч^{-1}$). При таком воздухообмене и устройстве воздушных душей можно обеспечить метеорологические условия, требуемые Санитарными нормами.

На одном из действующих заводов электролитического получения хлора в летнее время с помощью аэрации достигался воздухообмен около 1 000 000 кг/ч. Несмотря на то, что механическая вентиляция подавала в рабочую зону 100 000 кг/ч воздуха, метеорологические условия в рабочей зоне не улучшались, а напротив, температура в рабочей зоне повышалась на 1—2 °С. Это объясняется тем, что приточный воздух подавали со значительными скоростями $v_{пр} = 2—3$ м/с, и в результате перемешивания в рабочую зону поступал горячий воздух из верхней части помещения.

Обследования метеорологических условий в насосных, перекачивающих горячие жидкости, и в некоторых горячих химических цехах показали, что без аэрации невозможно достичь требуемых санитарными нормами условий. На основе всех обследований, проведенных многими институтами, можно сделать вывод, что при удельных тепловыделениях $\overline{Q} > 46$ Вт/м³ [40 ккал/(м³·ч)] устройство аэрации обязательно. Все цехи с выделениями тепла более 46 Вт/м³ должны, как правило, иметь фонари. Бесфонарные здания вряд ли применимы для таких цехов. Но в многопролетных одноэтажных цехах даже при наличии фонарей пролеты, удаленные от наружных стен, вентилируются плохо, в них наблюдаются высокие температуры и концентрации вредных паров и газов.

Результаты лабораторных и производственных испытаний, проведенных автором и другими исследователями, позволяют сделать вывод о предельной ширине здания, при которой в нем можно обеспечить требуемые нормами метеорологические условия.

В табл. V.2 для случая равномерно распределенных по площади цеха источников тепла приведена предельная ширина здания, в котором окна открываются почти сплошной лентой вдоль обоих продольных фасадов,* в зависимости от удельных избытков тепла в цехе и высоты открытых приточных проемов (низ проема должен быть на отметке 0,8 м от пола); указаны также разности температур $t_{ср.п} - t_{п}$, которые можно достичь в зданиях высотой 10—12 м

* Если возможна только односторонняя подача наружного воздуха, то предельная ширина цеха должна быть уменьшена вдвое.

ТАБЛИЦА V.2. Предельная ширина аэрируемого здания

Площадь открытых приточных окон (доля от площади пола цеха)	Удельные выделения тепла, Вт/м³ [ккал/(м³·ч)]	Предельная ширина здания, м	Достигаемая наименьшая разность температур ($t_{ср.\ п} - t_н$), °С	Коэффициент, m
1/8	46 (40)	64	5	0,75
1/16	46 (40)	64	8	0,9
1/8	87 (75)	64	6	0,85
1/16	87 (75)	64	10	1
1/8	87 (75)	32	5	0,75
1/16	87 (75)	32	8	0,9

в среднем продольном пролете, наиболее удаленном от наружных стен, и величины коэффициента m распределения температур

$$m = \frac{t_{ср.\ п} - t}{t_{ух} - t_н} \qquad (V.15)$$

где $t_{ср.\ п}$ — температура в среднем пролете; $t_{ух}$ — температура воздуха, удаляемого через фонари; $t_н$ — температура наружного воздуха.

Приведенные в табл. V.2 данные нельзя считать исчерпывающими, но они достаточны для того, чтобы судить о предельной ширине здания, при которой еще возможно эффективное использование аэрации.

В зданиях высотой 20—25 м с помощью аэрации можно добиться меньшего перепада температур, который в среднем пролете таких зданий уменьшается в 1,4 раза.

В соответствии с опытными данными и проведенным анализом, в табл. V.2 указано, что с увеличением площади приточных окон температура воздуха в рабочей зоне понижается при той же площади фрамуг в фонаре или при механической вытяжке с постоянным расходом воздуха.

В зданиях большой ширины (64 м и более) и при многорядном расположении выделяющего тепло оборудования рекомендуется, наряду с аэрацией, применять механическую приточную вентиляцию, с помощью которой наружный воздух подается на рабочие места, удаленные от окон наружных стен [6]. Доля механической вентиляции может составлять 5—20% от всего воздухообмена, создаваемого аэрацией. Скорость подачи воздуха механической приточной вентиляцией в средние проходы шириной 2—4 м должна быть небольшая (менее 0,8 м/с). При этом рабочая зона среднего прохода «затопляется» холодным наружным воздухом, что обеспечивает благоприятные метеорологические условия.

Таким образом, рекомендуемое вентиляционное устройство аналогично «воздушному оазису», предложенному И. Г. Крыловым в 1938 г. в Ленинградском институте Охраны труда. Проведенные в дальнейшем Л. И. Гинзбургом [6] исследования воздушных оази-

сов показали высокую эффективность этих устройств для вентиляции рабочих зон горячих цехов.

Снижения температуры воздуха в рабочей зоне цеха можно достичь охлаждением воздуха, подаваемого механической вентиляцией. В большинстве случаев, когда относительная влажность наружного воздуха ниже 50%, для охлаждения можно использовать рециркуляционную воду. При относительной влажности наружного воздуха выше 50% следует использовать холодную воду (артезианскую или водопроводную).

Во многих случаях экономически целесообразно использовать для охлаждения воздуха холодильные машины. Если образуются большие количества отбросного тепла, его можно использовать для получения холода в абсорбционных холодильных машинах. Так как воздухоохладительные камеры для подачи охлаждаемого воздуха в горячие цеха предназначены для работы только в летнее время, их можно располагать вне цеха. Охлаждая воздух, можно в 1,5—2 раза сократить объем приточной механической вентиляции.

В табл. V.3 приведены экспериментальные значения коэффициента m для цехов электролиза большой ширины, в которых в средние проходы подают воздух механической вентиляцией.

ТАБЛИЦА V.3. Значение коэффициента m при совместном действии аэрации и механической вентиляции [7]

Площадь открытых окон (Доли от площади цеха *)	Удельные выделения тепла, Вт/м³ [ккал/(м³·ч)]	Количество воздуха, подаваемого механической вентиляцией в средние проходы, % от общего воздухообмена **	Достигаемая наименьшая разность температур ($t_{ср.\ п} - t_{н}$), °С	Коэффициент m
Двухрядное расположение ванн, ширина цеха до 36 м				
1/8	87 (75)	0	6	0,75
	87 (75)	7,5	5	0,5
	87 (75)	15	3	0,3
Четырехрядное расположение ванн, ширина цеха до 72 м				
1/16	46 (40)	0	8	0,9
1/8	46 (40)	0	6	0,75
1/8	46 (40)	В центральный пролет в объеме 7,5%	5	0,5
1/16	46 (40)	Во все средние пролеты 12%, из них во второй и четвертый по 3,5%, в центральный 5%	5	0,5
1/16	46 (40)	Во все средние пролеты 24%, из них во второй и четвертый по 7%, в центральный 10%	3	0,3

* Низ приточного окна расположен на высоте 0,8 м. Окна открываются сплошной лентой вдоль обоих продольных фасадов здания.

** Температура воздуха, подаваемого механической вентиляцией, в данном случае не более чем на 1° С выше температуры наружного воздуха.

При подаче механической вентиляцией охлажденного воздуха, температура которого в месте выхода из воздухораспределителя на 5° С ниже температуры наружного воздуха, приток может быть сокращен в 1,7 раза. При подаче воздуха, охлажденного на 8° С ниже температуры наружного воздуха, механический приток может быть сокращен в 1,3 раза.

Из табл. V.3 видно, что применение механической вентиляции в сравнительно небольших объемах дает возможность значительно уменьшить коэффициент m и, следовательно, добиться необходимых метеорологических условий в рабочей зоне при меньших воздухообменах.

Механическая подача приточного воздуха с малыми скоростями для «затопления» холодным воздухом рабочей зоны наиболее эффективна, когда температура поверхности источника тепла сравнительно не высокая (до 120 °С) и теплоотдача от них происходит в основном конвекцией. Если температура поверхностей высокая и на рабочих местах наблюдается значительная интенсивность облучения более 100 Вт/м² [1 кал/(см²·мин)], то наиболее целесообразно применять наряду с действующей аэрацией воздушные души, подающие воздух с большими скоростями (2—5 м/с).

При величине параметра

$$P = \frac{q\left(1 - \frac{29}{M_г}\right)}{\Delta t_{ух}} < 0{,}4 \text{ г/(м}^3\cdot\text{град)}$$

вытяжка, как правило, должна производиться из верхней зоны. Только при большем значении параметра P вытяжку целесообразно устраивать из нижней зоны.

Напомним, что в параметре P концентрация q вредного вещества (в г/м³) в рабочей зоне при нормальной работе — предельно допустимая, при аварийном состоянии — максимальная, которая возможна во время аварии.

Вытяжку, даже при общеобменной вентиляции, необходимо по возможности приближать к источникам выделения вредных веществ. При удалении воздуха из верхней зоны вытяжка должна располагаться над источниками выделения тепла и вредных газов, а из нижней — как можно ближе к месту выделения вредных газов.

Если кратность воздухообмена и скорость подачи приточных струй велика (диссипируемая в помещении энергия имеет большую величину), то наблюдается равномерное распределение концентраций тяжелых газов по высоте. В этом случае место расположения вытяжки не имеет существенного значения.

Если при выделении тяжелых газов, для которых параметр $P > 0{,}4$, выделяются также газы, имеющие параметр $P < 0{,}4$, или газы легче воздуха, то вытяжки следует устраивать из верхней и нижней зон помещения.

Если нагретый воздух из верхней зоны предполагают использовать для воздушного отопления рабочей зоны, необходимо учитывать, что он может быть загрязнен вредными веществами, в том числе и газами, плотность которых больше плотности воздуха и концентрации выше предельно допустимых.

Такую систему подачи воздуха в рабочую зону следует рассматривать как рециркуляцию, которая, согласно СН 245—71, допускается только в том случае, если выделяющиеся в помещении вред-

ные вещества относятся к 4 классу опасности и их концентрация в воздухе, подаваемом в рабочую зону, не превышает 30% ПДК. Таким образом, как правило, нельзя без очистки подавать в рабочую зону воздух из верхней зоны без очистки. Исключение может составить только подача воздуха в воздушные завесы у ворот, дверей и других проемов в наружных стенах на уровне рабочей зоны.

Воздушные завесы можно рассчитать и сконструировать таким образом, чтобы в поступающем в цех воздухе (являющемся смесью воздуха завесы и наружного) концентрация вредного вещества не превышала 0,3 ПДК.

Устройство воздушных завес с подачей в них воздуха из верхней зоны может обеспечить в рабочей зоне требуемую температуру при минимальных расходах тепла.

В цехах химических предприятий, особенно в тех, в которых это необходимо по условиям технологического процесса производства, следует устраивать кондиционирование воздуха. Кондиционирование воздуха рекомендуется также для постов управления, в помещениях контрольно-измерительных приборов. Для отдельно расположенных постов управления можно рекомендовать установку автономных кондиционеров с тепловыми насосами. Такие установки могут работать круглогодично летом охлаждая, а зимой подогревая воздух, не требуя подвода тепла и холода [8].

Способ подачи приточного воздуха в цехи химических производств следует выбирать на основе экономического сравнения вариантов подачи воздуха в рабочую зону с малыми скоростями и сосредоточенно в верхнюю или среднюю (при высоких помещениях) зону.

С санитарно-гигиенической точки зрения не должно быть возражений к устройству сосредоточенной подачи, если она оправдана экономически и при этом учтены ее положительные и отрицательные свойства по сравнению с рассредоточенной подачей воздуха в рабочую зону.

К положительным сторонам сосредоточенной подачи относятся: более равномерное распределение концентрации вредных веществ в рабочей зоне и меньшее превышение концентрации на рабочих местах у источников выделения по сравнению с остальной рабочей зоной; меньшая стоимость воздуховодов; лучший внешний вид вентилируемого цеха.

Однако сосредоточенная подача требует большего воздухообмена вследствие увеличения количества вредных веществ, выделяющихся через рабочие отверстия укрытий (из-за увеличения энергии, вносимой приточной струей, и вызываемого этим турбулентного перемешивания), и увеличения коэффициентов m и $m_т$, которые в этом случае стремятся к единице.

В главе IV отмечалось, что около источника выделения вредных веществ концентрации, как правило, более высокие, чем в рабочей зоне на удалении от источника. Это необходимо учитывать, если рабочие места находятся рядом с источником выделения вредных

веществ, так как концентрации на рабочих местах у оборудования могут быть в несколько раз больше предельно допустимых, а в рабочей зоне на уровне ПДК. Поэтому для того чтобы на рабочих местах у оборудования, выделяющего вредные вещества, концентрация не превышала предельно допустимую, во всей остальной рабочей зоне она должна быть меньше ПДК.

Можно рекомендовать принимать $q_{р.з} = (0{,}2 - 0{,}6)\, q_{ПДК}$ и подавать чистый воздух вблизи рабочих мест.

При наличии местных отсосов воздухообмен у укрытий дополнительной общеобменной вытяжки, которая должна быть устроена из помещения, может быть определен (в м³/с) по формуле

$$L_{общ.\,в} = \frac{G - L_{м.\,от}(q_{р.\,з} - q_{пр})}{(q_{р.\,з} - q_{пр})\dfrac{1}{m_г}} \qquad (V.16)$$

Если кроме источников выделения вредных веществ, оборудованных местными отсосами, имеются и другие источники вредных веществ G_1, то расчет ведется по формуле

$$L_{общ.в} = \frac{G + G_1 - L_{м.\,от}(q_{р.\,з} - q_{пр})}{(q_{р.\,з} - q_{пр})\dfrac{1}{m_г}} \qquad (V.17)$$

где $L_{общ.\,в}$ — количество воздуха, удаляемого общеобменной вытяжкой, м³/ч; G и G_1 — количество вредных веществ, выделяющихся соответственно из укрытия и вне укрытий, мг/ч; $L_{м.\,от}$ — количество воздуха, удаляемого местными отсосами, м³/ч.

Если $G + G_1 < L_{м.\,от}(q_{р.\,з} - q_{пр})$, то достаточна только вытяжка через местные отсосы.

Из формул (V.16) и (V.17) видно, что даже при минимальном загрязнении приточного воздуха трудно поддерживать на рабочих местах концентрации ниже ПДК. Следовательно, если для поддержания на рабочем месте концентрации не выше ПДК необходимо, чтобы концентрация в рабочей зоне была (0,2—0,6) ПДК, то содержание вредных веществ в приточном воздухе должно быть значительно меньше.

Если концентрации вредных веществ в приточном воздухе близки к этим величинам или больше них, то вентиляция цеха без очистки приточного воздуха невозможна. Очистка приточного воздуха очень сложна ввиду большого его объема и малых в нем концентраций вредных веществ; поэтому необходимо обеспечивать достаточную чистоту воздуха в местах его забора на заводских площадках. Только при точном (до ± 10% от ПДК) определении концентрации вредных веществ в приточном воздухе можно правильно рассчитать вентиляцию.

ИЗОЛЯЦИЯ ПОМЕЩЕНИЙ С ПОВЫШЕННЫМИ КОНЦЕНТРАЦИЯМИ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ ОТ «ЧИСТЫХ» ПОМЕЩЕНИЙ

«Чистые» помещения — бытовые, административные, комнаты отдыха, лаборатории — часто сообщаются с производственными помещениями, в которых выделяются вредные газы, пары и пыль. «Чистыми» следует считать и производственные помещения, в которых выделяются вещества, менее вредные, чем в соседнем, сообщающемся с ними помещении. В «чистые» помещения обычно подают избыточный приток воздуха, чтобы предотвратить попадание в них вредных веществ из загрязненных производственных помещений, от которых устраивается вытяжка, превышающая приток воздуха в данное помещение.

Необходимая скорость движения воздуха в проеме, через который сообщаются «чистое» и загрязненное помещения, может быть найдена из формулы, определяющей концентрации в потоке воздуха, направленном к источнику выделения вредных веществ:

$$q - q_{\text{п}} = (q_0 - q_{\text{п}})\, e^{-\frac{v}{A}x} \qquad \text{(V.18)}$$

где q — концентрация вредных веществ в «чистых» помещениях (рекомендуется принимать ниже ПДК), мг/м³; $q_{\text{п}}$ — концентрация вредных веществ в воздухе, подаваемом в «чистое» помещение, мг/м³; q_0 — концентрация вредных веществ в «грязном» помещении, мг/м³; v — скорость воздуха в проеме, м/с; x — длина пути потока воздуха, на котором обеспечена скорость его движения v в направлении из «чистого» помещения в «грязное», м; A — коэффициент турбулентного обмена в воздушной среде «чистого» помещения, м²/с.

В настоящее время в соответствии с нормами допускается содержание вредных веществ в приточном воздухе до 30% от ПДК, поэтому при загрязнении приточного воздуха, близком к этой величине, можно допустить концентрации в «чистом» помещении, равные 0,4 ПДК (тогда $q - q_{\text{п}} = 0{,}1\, q_{\text{ПДК}}$).

Концентрации вредных веществ в «грязном» помещении, как правило, должны быть не больше предельно допустимых величин, но чтобы при возможных нарушениях технологического режима вредные вещества не проникли в соседнее «чистое» помещение, в расчет рекомендуется принимать $q_0 = (10\text{—}20)\ q_{\text{ПДК}}$.

Таким образом, максимальное расчетное отношение

$$\frac{q_0 - q_{\text{п}}}{q - q_{\text{п}}} = \frac{20q_{\text{ПДК}} - 0{,}3q_{\text{ПДК}}}{0{,}1q_{\text{ПДК}}} \approx 200 \qquad \text{(V.19)}$$

При действии вытяжки из «грязного» помещения перед проемом создается устойчивый спектр скоростей, поэтому, как указывалось в главе IV, можно принять

$$x = a + \Delta a = a + 0{,}2l_1 \qquad \text{(V.20)}$$

где a — толщина перегородки, в которой сделан проем, м; l_1 — меньший размер проема, м.

Пример. Перегородка толщиной 0,1 м разделяет два производственных помещения; в одном из них работают с чрезвычайно опасным веществом, концентрация которого в случае аварии может достичь 20 $q_{ПДК}$; в этом помещении имеется проем размером 1,5 × 2 м. В «чистое» помещение подают воздух, содержащий вредное вещество в концентрации 10% от ПДК. Приточный воздух подают в «чистое» помещение через воздухораспределители с коэффициентом $\alpha = 1{,}6$ рассредоточенно со скоростями $v_п = 1{,}5$ м/с; кратность воздухообмена в «чистом» помещении $Кр = 10$ ч$^{-1}$. Определить скорость воздуха в проеме и количество воздуха, которое должно поступать из «чистого» помещения в загрязненное через проем.

Решение. 1. Определяем по формуле (II.55) удельную энергию, вносимую в помещение приточными струями

$$\varepsilon_{п.с} = 10 \cdot \frac{1{,}6 \cdot 1{,}5^2}{7200} = 0{,}005 \text{ м}^2/\text{с}^3$$

2. По формуле (II.85) определяем коэффициент турбулентного обмена A (см. также приложение I)

$$A = 0{,}25 \cdot 0{,}005^{1/3} \cdot 2^{4/3} = 0{,}1075 \text{ м}^2/\text{с}$$

3. Определяем расчетную длину

$$x = a + 0{,}2l_1 = 0{,}1 + 0{,}2 \cdot 1{,}5 = 0{,}4 \text{ м}$$

4. По формуле (IV.1), находим необходимую скорость в проеме:

$$v = \frac{0{,}1075}{0{,}434 \cdot 0{,}4} \lg \frac{20q_{ПДК} - 0{,}1q_{ПДК}}{0{,}3q_{ПДК} - 0{,}1q_{ПДК}} = 1{,}24 \text{ м/с}$$

Такой же результат можно получить, пользуясь приложением II.

Необходимое превышение вытяжки над притоком в «грязном» помещении и притока над вытяжкой (подпор) в «чистом» помещении составляет

$$L = 3\,600 \cdot 1{,}5 \cdot 2 \cdot 1{,}24 = 13400 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Рассмотренный пример показывает, что принимать, как это рекомендуется в ряде указаний превышение вытяжки в «грязном» помещении над притоком в размере 20% общего воздухообмена неправильно. В большинстве случаев определенный таким образом расход воздуха оказывается недостаточным для предотвращения проникновения вредных веществ в «чистые» помещения и только в отдельных случаях, при больших воздухообменах, излишним.

Уменьшить необходимый расход воздуха через проем можно, устроив в нем небольшой длины коридор. При длине коридора, 0,5—0,6 м можно в 2—3 раза снизить скорость в проеме. Это особенно важно, когда в «чистом» помещении кратность воздухообмена большая и концентрация вредных веществ в приточном воздухе доходит до 30% от ПДК.

Когда проемы закрыты дверями, для перетекания воздуха из чистого помещения в «грязное», из которого делают несбалансированную притоком вытяжку, рекомендовалось устанавливать жалюзийные решетки в разделяющей эти помещения перегородке. Исследования, проведенные И. В. Орешкевичем [9] на заводах, производящих тетраэтилсвинец, показали, что такие решетки не препятствовали проникновению вредных веществ в «чистые» помещения даже при скорости прохода воздуха через решетки 3—5 м/с.

На заводах, производящих тетраэтилсвинец, так же как и при изготовлении других высокотоксичных веществ, оборудование, выделяющее такие вещества, размещают в кабинах. При нормальном технологическом режиме люди в кабины не заходят. Все оборудование, установленное в кабинах, обслуживается из коридоров управления. Поэтому концентрации в кабинах могут достигать 100 и более ПДК.

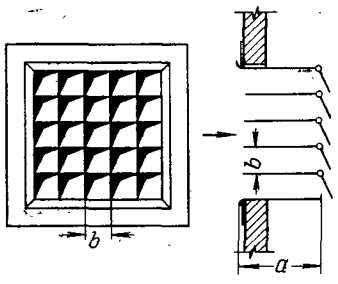


Рис. V-9. Канал для перетекания воздуха из «чистого» помещения в «грязное»:
I, II, III — периоды.

Из кабин делают некомпенсированную притоком вытяжку. Весь приток подают в коридор управления.

И. В. Орешкевич [9] (на основе работ автора) предложил устраивать специальные каналы (рис. V-9) в отверстиях для перетекания воздуха из «чистого» помещения в загрязненное, чтобы воспрепятствовать переносу вредных веществ из кабины в коридор управления.

Канал для перетекания воздуха представляет собой короб длиной a с горизонтальными и вертикальными перегородками, создающими квадратные ячейки размером 50 × 50, 100 × 100 или 150 × × 150 мм. Устройство ячеек дает возможность значительно снизить турбулентное перемешивание в канале. Длину канала a (в м) для перетекания воздуха, обеспечивающую поддержание в коридоре управления концентраций ниже предельно допустимых при наибольших возможных концентрациях в кабине и при минимальных скоростях воздуха в канале, определяют по формуле

$$a = \frac{A}{0{,}434v} \lg \frac{q_{\text{макс}} - q_{\text{пр}}}{q_{\text{кор}} - q_{\text{пр}}} \qquad \text{(V.21)}$$

где A — коэффициент турбулентного обмена, м²/с; v — минимальная скорость движения воздуха в канале, м/с; $q_{\text{макс}}$ — максимальная концентрация вредного вещества в кабине, г/м³; $q_{\text{пр}}$ — концентрация вредного вещества в приточном воздухе, г/м³; $q_{\text{кор}}$ — концентрация вредного вещества в коридоре, г/м³.

Учитывая возможные загрязнения воздуха в коридоре от незначительных случайных источников выделения вредных веществ, следует для расчета принимать, что концентрации в коридоре у каналов должны быть не больше 0,6 от ПДК. Исследования, проведенные И. В. Орешкевичем на одном из заводов, выпускающих тетраэтилсвинец, показали, что замена жалюзийных решеток каналами для перетекания воздуха типа, указанного на рис. V-9, позволила значительно снизить концентрации вредных веществ в коридоре управления.

Литература

1. *Андреев П. И.* Распространенне тепла и влаги в цехах промышленных предприятий. М., Госстройиздат, 1955. 90 с.
2. *Айрапетова Л. А.*— Водоснабжение и санитарная техника. 1964, № 10, с. 10—12.
3. *Кун М. Ю.*— В кн.: Научные работы институтов охраны труда ВЦСПС, № 45. М., Профиздат, 1967, с. 32—39.
4. *Полосин И. И.* Водоснабжение и санитарная техника, 1975, № 3, с. 15—17.
5. *Эльтерман В. М.*— В кн.: Вопросы промышленной вентиляции. М., Профиздат, 1966, с. 146—169.
6. *Гинзбург Л. И.*— Водоснабженне и санитарная техника. 1968, № 9, с. 27—29.
7. Научные работы институтов охраны труда ВЦСПС, № 3. М., Профиздат, 1963, с. 76—83.
8. *Эльтерман М. Ю.*— Научные труды инстнтутов охраны труда ВЦСПС, № 3. М., Профиздат, 1965, с. 23—27.
9. *Орешкевич И. В.*— В кн.: Отопление и вентиляция предпрнятий химической и нефтеперерабатывающей промышленности. М., Стройнздат, 1969. с. 83—92.

АВАРИЙНАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ

Санитарными нормами проектирования промышленных предприятий СН 245—71 предусмотрено устройство аварийной вентиляции как средства нормализации воздушной среды в рабочей зоне производственных помещений, в которую возможно внезапное поступление больших количеств вредных веществ. Кроме этого, в некоторых случаях аварийную вентиляцию можно также рассматривать как устройство, предотвращающее возможность возникновения пожаров и взрывов.

КЛАССИФИКАЦИЯ АВАРИЙНЫХ СИТУАЦИЙ, ПРИВОДЯЩИХ К ПОВЫШЕНИЮ КОНЦЕНТРАЦИИ ВРЕДНЫХ И ПОЖАРОВЗРЫВООПАСНЫХ ВЕЩЕСТВ В ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ

В производственных помещениях возникают аварийные ситуации различной степени опасности, которые можно классифицировать следующим образом:

1. Аварийная ситуация, при которой концентрации вредных веществ в производственных помещениях повышаются не более чем на один порядок и кратковременное пребывание людей в такой атмосфере допустимо.

Такая аварийная ситуация может возникнуть при незначительных нарушениях технологического режима, которые возможны на химических заводах несколько раз в смену.

Даже незначительные отклонения, не влияющие заметно на ход технологического процесса, приводят к увеличению выделения вредных веществ, существенно повышающих их концентрации в производственных помещениях.

Так, например, уменьшение разрежения в ваннах электролиза хлора с 60—80 Па до 20—40 Па приводило (см. рис. I-1) к увеличению выделения хлора более чем в 2 раза, а, следовательно, и к соответствующему повышению концентраций значительно выше предельно допустимых.

Задачей аварийной вентиляции в этом случае является не допустить повышения концентрации вредных веществ выше определенного уровня, который назовем временно допустимой концентрацией и сократить время пребывания людей в атмосфере с повышенными концентрациями.

Как первое приближение можно считать, что временно допустимая концентрация

$$q_{\text{ВДК}} = \varkappa q_{\text{ПДК}} \qquad \text{(VI. 1)}$$

где $\varkappa$ — коэффициент пропорциональности, зависящей от свойства вредного вещества и времени пребывания людей в атмосфере с повышенной его концентрацией.

По аналогии с имеющимся в СН 245—71 указанием о ПДК окиси углерода, коэффициент ориентировочно может быть принят от 2 до 10.

Время, в течение которого после ликвидации аварии, концентрация должна быть снижена до предельно допустимой может быть определено, исходя из уровня

$$\tau_{\text{III}} = \tau - \tau_{\text{I}} - \tau_{\text{II}} \qquad \text{(VI. 2)}$$

где τ — время, в течение которого допускается пребывание людей в атмосфере с повышенной концентрацией $q_{\text{ВДК}}$; τ_{I} — продолжительность периода — от начала аварии до включения аварийной вентиляции (I период); τ_{II} — продолжительность периода от момента включения аварийной вентиляции до момента ликвидации аварии (II период); τ_{III} — время, за которое после ликвидации аварии при действии аварийной вентиляции концентрация снижается до предельно допустимой.

2. Аварийная ситуация, при которой без серьезного разрушения оборудования и коммуникаций в помещение выделяются значительные количества вредных веществ. При этом могут создаться концентрации во много раз превышающие предельно допустимые и работающие должны будут применить средства индивидуальной защиты. Однако длительное пребывание работающих в противогазах нежелательно, так как повышает утомляемость, снижает производительность труда и внимание работающих, что может привести к нарушению управления технологическим процессом, вследствие чего могут возникнуть новые аварии.

Поэтому задачей аварийной вентиляции является быстрейшее снижение концентрации после аварий до предельно допустимых.

Если выделяющиеся вредные вещества одновременно и взрывоопасны, то аварийная вентиляция должна способствовать снижению концентраций до предела, при котором не возможен взрыв или пожар. При этом важно, чтобы не только средняя концентрация, но и концентрации во всех точках объема, в которых возможны искрообразование или имеются нагретые поверхности, была бы ниже предельного уровня.

3. Аварийная ситуация, при которой происходит разрушение оборудования или коммуникаций без разрушения здания. В большинстве случаев при таких авариях в помещении создаются пожаровзрывоопасные концентрации. Важно предупредить возможность вторичных аварий, которые могут возникнуть от взрыва или пожара вещества, попавшего в воздух помещения. Задачей аварийной вентиляции в этом случае является удаление из помещения воздуха с высокими концентрациями пожаровзрывоопасных веществ

и выброс их в верхние слои атмосферы. Это необходимо, чтобы исключить отравление людей, а также аварии в соседних зданиях. Аварийная вентиляция должна предотвратить вторичные аварии и в самом помещении, в котором уже произошла авария. Для этого аварийная вентиляция должна создать в помещении потоки, которые относили бы воздух с пожаро- и взрывоопасными концентрациями в сторону от возможных мест вспышки.

Поставленная задача может быть решена, если аварийная вентиляция превысит в помещении турбулентный обмен. При этом выравнится поле концентрации и возможность образования высоких концентраций в отдельных точках воздушной среды помещения будет исключена.

Аварии с разрушением здания не рассматриваются, так как при этом исчезают помещения, в которых можно использовать аварийную вентиляцию.

В первой из рассмотренных аварийных ситуаций аварийная вентиляция выполняет санитарно-гигиеническую роль в помещении, которое она вентилирует.

При второй аварийной ситуации аварийная вентиляция является как санитарно-гигиеническим мероприятием, так и мероприятием, предотвращающим пожар и взрыв в вентилируемом ею помещении.

В третьей аварийной ситуации аварийная вентиляция играет роль противовзрывопожарного мероприятия для вентилируемого ею помещения и окружающих зданий и санитарно-гигиенического мероприятия для людей в окружающих зданиях.

РАСЧЕТ АВАРИЙНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

В санитарных нормах строительного проектирования записано: «Если в ведомственных нормативных документах отсутствуют указания о воздухообмене аварийной вентиляции, то следует предусматривать, чтобы она совместно с постоянно действующей вентиляцией обеспечивала воздухообмен в помещении при необходимости не менее 8 обменов в 1 ч к внутреннему объему помещения».

Необходимо подчеркнуть, что санитарные нормы рекомендуют 8-кратный воздухообмен в час аварийной вентиляции как минимальный, а не как нормативный, на который следует вести расчет.

Расчет аварийной вентиляции исходит из уравнений нестационарного процесса вентиляции. Дифференциальное уравнение этого процесса определяется балансом вредного вещества в объеме вентилируемого помещения.

$$Lq_{\text{пр}}d\tau + Gd\tau - Lqd\tau = Vdq \qquad \text{(VI.3)}$$

где L — воздухообмен, м³/ч; $q_{\text{пр}}$ — концентрация вредного вещества в приточном воздухе, мг/м³; G — количество выделяющегося вредного вещества, мг/ч; τ — время, ч; q — концентрация вредного вещества в вентилируемом помещении в данный момент времени, мг/м³; V — объем помещения, м³.

В левой части уравнения (VI.3) находятся члены, определяющие количество вещества, поступающего в помещение с приточным воздухом, выделяющегося из оборудования и уносимого с удаляемым из помещения воздухом. Итог прихода и расхода вещества равен изменению его содержания в воздухе помещения за время $d\tau$.

Чтобы решить дифференциальное уравнение (VI.3) разнесем переменные в разные части равенства.

$$-\frac{d\tau}{V}=\frac{dq}{L(q-q_{\text{пр}})-G} \tag{VI.3'}$$

Проинтегрировав, получим

$$-\frac{\tau}{V}=\frac{1}{L}\ln[L(q-q_{\text{пр}})-G]+\ln C \tag{VI.4}$$

Постоянную интегрирования определили, исходя из начального условия $\tau_0=0$ $q=q_1$, откуда

$$\ln C=-\frac{1}{L}\ln[L(q_1-q_{\text{пр}})-G] \tag{VI.5}$$

Подставляя (VI.5) в (VI.4), найдем

$$-\frac{\tau}{V}=\frac{1}{L}\ln\left[\frac{L(q-q_{\text{пр}})-G}{L(q_1-q_{\text{пр}})-G}\right] \tag{VI.6}$$

Впервые дифференциальное уравнение (VI.3) было выведено и решено Э. Ленцем. В программу расчетов вентиляции оно было введено А. Н. Селиверстовым [2].

Обозначим L/V через Кр (кратность воздухообмена в 1 ч) и G/V через $\overline{G}$ удельные часовые выделения на 1 м^3 помещения в мг/(м^3·ч) и из формулы VI.6 найдем

$$\frac{q-q_{\text{пр}}-\overline{G}/\text{Кр}}{q_1-q_{\text{пр}}-\overline{G}/\text{Кр}}=\exp(-\tau\,\text{Кр}) \tag{VI.7}$$

Из зависимости (VI.7) выразим значение текущей концентрации q (концентрация в данный момент времени τ)

$$q=q_{\text{пр}}+\frac{\overline{G}}{\text{Кр}}+\left((q_1-q_{\text{пр}}-\frac{\overline{G}}{\text{Кр}}\right)\exp(-\tau\,\text{Кр}) \tag{VI.8}$$

Следует отметить, что концентрация q является концентрацией газа в воздухе, удаляемом из помещения ($q_{\text{ух}}$). Эта концентрация пропорциональна концентрации воздуха в помещении ($q_{\text{пом}}$), но не равна ей (правильнее было бы сказать, что пропорциональны избыточные концентрации $q-q_{\text{пр}}$, но ввиду малого значения $q_{\text{пр}}$ по сравнению с q при аварийной вентиляции для данного анализа можно принять, что $q_{\text{пом}}\approx q_{\text{ух}}$).

Так как нашей задачей является показать динамику изменения концентрации во времени, то допустима замена концентрации

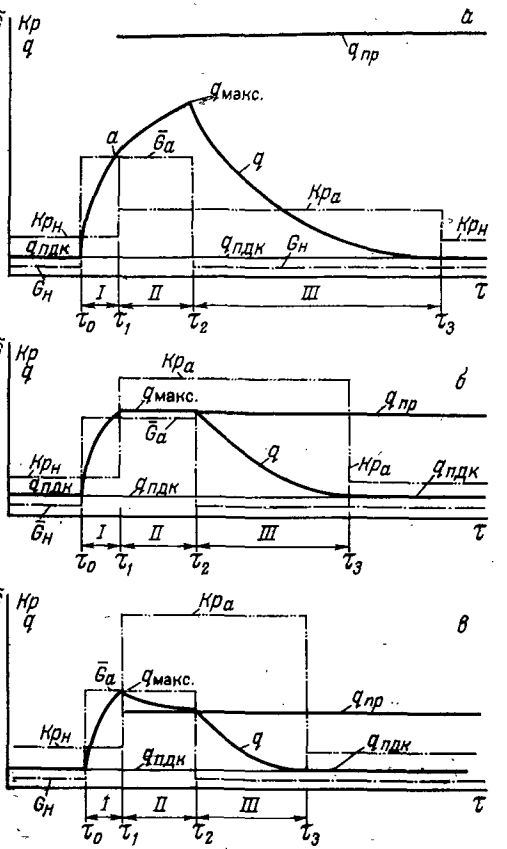


Рис. VI-1. Изменения газовыделений $\bar{G}$, кратности воздухообмена Кр и концентрации вредного вещества q во время аварии и действия аварийной вентиляции.

I, II, III — периоды действия аварийной вентиляции; *а* — при малой кратности аварийной вентиляции $\bar{G}_а/Кр_а > q_\tau - q_{пр}$; *б* — при значительной кратности аварийной вентиляции $\bar{G}_а/Кр_а \approx q_\tau - q_{пр}$; *в* — при большой кратности аварийной вентиляции $\bar{G}_а/Кр_а < q_\tau - q_{пр}$.

вредного вещества в помещении пропорциональной ей концентрацией в уходящем воздухе. Ниже будут рассмотрены возможные отклонения концентрации в объеме помещения от концентрации в удаляемом воздухе.

При $q_1 - q_{пр} - \bar{G}/Кр < 0$ концентрация q в помещении со временем увеличивается. Это происходит в период аварии, когда велико выделение вредных веществ. При $q_1 - q_{пр} - \bar{G}/Кр = 0$ концентрация q не изменяется.

При $q_1 - q_{пр} - \bar{G}/Кр > 0$ концентрация со временем уменьшается. Такое неравенство характерно для периода после ликвидации аварии при действии аварийной вентиляции.

Пользуясь зависимостью (VI.8), рассмотрим, как изменяются концентрации в производственном помещении при аварии и действии аварийной вентиляции (рис. VI-1).

Введем следующие дополнительные обозначения:

$Кр_н$ — кратность при нормальной работе вентиляции 1/ч; $Кр_а$ — суммарная кратность нормально работающей вентиляции и аварийной, 1/ч; $\bar{G}_н$ — удельные выделения вредных веществ при нормальном технологическом режиме, мг/(ч·м³), $\bar{G}_а$ — удельные выделения вредных веществ при аварии, мг/(ч·м³).

На рис. VI-1 начало аварии отмечено моментом τ_0.

Аварийная вентиляция включается через некоторое время после начала аварии в момент τ_1. В первом периоде (от момента τ_0 до τ_1) концентрации возрастают от $q_{пдк}$ до q_{τ_1}. Формулой, определяющей изменение концентрации в *I* периоде, является

$$q_1 = q_{пр} + \frac{\bar{G}_а}{Кр_н} + \left(q_{пдк} - q_{пр} - \frac{\bar{G}_а}{Кр_н}\right) \exp\left(-\tau\, Кр_н\right) \qquad (VI.9)$$

Ввиду малого значения $q_{\text{ПДК}}$ и большой величины $\overline{G}_a/\text{Кр}_н$ выражение $q_{\text{ПДК}} - q_{\text{пр}} - \dfrac{\overline{G}_a}{\text{Кр}_a} < 0$ и, следовательно, с увеличением τ концентрации возрастают.

Скорость возрастания концентрации будет равна

$$\frac{dq}{d\tau} = -\text{Кр}_н\left(q_{\text{ПДК}} - q_{\text{пр}} - \frac{\overline{G}_a}{\text{Кр}_н}\right)\exp\left(-\tau\,\text{Кр}_н\right) \qquad \text{(VI.10)}$$

Так как величина в скобках меньше нуля, то производная будет иметь положительное значение.

Во втором периоде от момента τ_1 (включения аварийной вентиляции) до момента τ_2 (ликвидации аварии и уменьшения выделения вредных веществ с G_a до нормальной их величины $G_н$) изменение концентрации во времени описывается уравнением

$$q_{II} = q_{\text{пр}} + \frac{\overline{G}_a}{\text{Кр}_a} + \left(q_{\tau_1} - q_{\text{пр}} - \frac{\overline{G}_a}{\text{Кр}_a}\right)\exp\left(-\tau\,\text{Кр}_a\right) \qquad \text{(VI.11)}$$

где q_{τ_1} — концентрация вредного вещества в начале II периода (момент времени τ_1).

Направленные изменения концентрации со временем во *II* периоде зависят от знака сомножителя в скобках третьего члена уравнения (VI.11).

При $\overline{G}_a/\text{Кр}_a < q_{\tau_1} - q_{\text{пр}}$ концентрации в помещении возрастают, но с меньшей скоростью чем в первом периоде. В точке «а» (см. рис. VI-1, *а*) кривая имеет излом.

Максимальная концентрация $q_{\text{макс}}$ будет в конце *II* периода.

При $\overline{G}_a/\text{Кр}_a = q_{\tau_1} - q_{\text{пр}}$ в течение *II* периода концентрация остается на одном уровне, равном максимальной концентрации.

При $\overline{G}_a/\text{Кр}_a > a_{\tau_1} - q_{\text{пр}}$ — во время *II* периода концентрации уменьшаются и максимальная концентрация будет в конце *I* периода.

Если *II* период длительный, то концентрации будут стремиться к предельному значению $q_{\text{пред}}$.

$$q_{\text{пред}} = q_{\text{пр}} + \frac{\overline{G}_a}{\text{Кр}_a} \qquad \text{(VI.12)}$$

На рис. VI-1 показаны прямые линии, соответствующие предельному значению концентрации при аварии и действии аварийной вентиляции. На рис. VI-1, *а* прямая $q_{\text{пред}}$ лежит выше кривой q и последняя стремится к ней снизу. На рис. VI-1, *б* прямая $q_{\text{пред}}$ совпадает с линией q, а на рис. VI-1, *в* прямая $q_{\text{пред}}$ в пределах *II* периода лежит ниже кривой q и последняя стремится к ней сверху.

Рассмотрим *III* период с момента τ_2 ликвидации аварии до момента τ_3, когда в результате работы аварийной вентиляции концентрации уменьшаются до ПДК.

Наиболее часто встречается случай, представленный на рис. VI-1, *а*. Этот случай наименее благоприятный для быстрого создания нормальной воздушной среды после ликвидации аварии. Поэтому изучим динамику изменения концентрации в *III* периоде для этого случая.

Определим время $\tau = \tau_3 - \tau_2$, в течение которого концентрацию вредного вещества можно снизить до ПДК.

Для *III* периода $q_1 = q_{макс}$ и $q = q_{ПДК}$ и формула (VI.7) примет вид

$$\frac{q_{макс} - q_{пр} - \overline{G}_н/Kp_а}{q_{ПДК} - q_{пр} - \overline{G}_н/Kp_а} = e^{\tau Kp_а} \qquad (VI.7')$$

В рассматриваемом случае $q_{макс}$ довольно близко приближается к $q_{пред}$ и можно считать

$$q_{макс} - q_{пр} \cong \frac{\overline{G}_а}{Kp_н} \qquad (VI.13)$$

Для периода нормального состояния технологического процесса и работы вентиляции без действия аварийной

$$q_{ПДК} - q_{пр} = \frac{\overline{G}_н}{Kp_н} \qquad (VI.14)$$

Подставляя (VI.13) и (VI.14) в (VI.7'), получим

$$\frac{(\overline{G}_а - \overline{G}_н)\, Kp_н}{\overline{G}_н (Kp_а - Kp_н)} = e^{\tau Kp_а} \qquad (VI.15)$$

Из формулы (VI.15) видно, что при отсутствии дополнительной аварийной вентиляции (когда $Kp_а = Kp_н$) требуется бесконечно большое время τ для достижения в помещении предельно допустимой концентрации вредного вещества.

Таким образом, нельзя признать правильным распространенное мнение, что нет необходимости увеличивать воздухообмен и делать дополнительную аварийную вентиляцию при значительной кратности воздухообмена $Kp_н$.

Формулу (VI.15) можно преобразовать, если обозначить через $m = G_а/G_н = \overline{G}_а/\overline{G}_н$ — отношение количества вредных веществ, выделяющихся при аварии к количеству их при нормальном протекании технологического процесса; $n = Kp_а/Kp_н$ — отношение суммарной кратности воздухообмена при нормальной работе и аварийной вентиляции к кратности при нормальной работе. Тогда получим

$$\frac{m-1}{n-1} = e^{\tau Kp_а} \qquad (VI.16)$$

ТАБЛИЦА VI.1. Продолжительность τ (в мин) периода снижения концентрации вредного газа от q_1 до q_2

$\frac{q_1 - q_{пр} - \frac{\overline{Gт}}{Кр}}{q_2 - q_{пр} - \frac{\overline{Gт}}{Кр}}$ или $\frac{q_1}{q_2}$	τ Кр	Продолжительность τ при кратности воздухообмена (в $ч^{-1}$)						
		5	10	15	20	30	40	50
5	1,61	19,3	9,7	6,5	4,8	3,2	2,4	1,9
10	2,3	27,6	13,8	9,2	6,9	4,6	3,5	2,8
20	3	36	18	12	9	6	4,5	3,6
30	3,4	40,8	20,4	13,6	10,2	6,8	5,1	4,1
40	3,69	44,5	22,2	14,8	11,1	7,4	5,6	4,5
50	3,91	47	23,5	15,7	11,8	7,8	5,9	4,7
75	4,32	51,8	25,9	17,3	13	8,6	6,5	5,2
100	4,61	55,2	27,6	18,4	13,8	9,2	6,9	5,5
200	5,3	63,6	31,8	21,2	15,9	10,6	8	6,4
300	5,7	68,4	34,2	22,8	17,1	11,4	8,6	6,8
400	6	72	36	24	18	12	9	7,2
500	6,21	74,6	37,3	24,9	18,6	12,4	9,3	7,5
600	6,4	76,8	38,4	25,6	19,2	12,8	9,6	7,7
800	6,69	80,2	40,1	26,8	20	13,4	10	8
1000	6,91	83	41,5	27,7	20,7	13,8	10,4	8,3

Решая уравнение VI.16 относительно τ, найдем время, в течение которого концентрации после аварии будут снижены до предельно допустимых

$$\tau = \frac{\lg[(m-1)/(n-1)]}{0{,}434\,Кр_а} \qquad (VI.17)$$

Формула (VI.17) применима при $n < m$. Такое положение имеет место в действительности — воздухообмен увеличивается в меньшее число раз, чем возрастают выделения вредных веществ.

В табл. VI.1 приведены результаты расчетов по формуле (VI.15). По этой таблице можно определить время, в течение которого концентрация снизится от q_1 до q_2 при разных кратностях воздухообмена.

Аварийную вентиляцию можно рассчитать по номограмме, составленной М. И. Фильнеем и И. А. Фрухтом [3] и используя работу [4].

В данном параграфе выводы сделаны, исходя из условия равномерности концентраций в объеме вентилируемого помещения.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ПОЛЯ КОНЦЕНТРАЦИЙ ВРЕДНЫХ И ПОЖАРОВЗРЫВООПАСНЫХ ВЕЩЕСТВ В ОБЪЕМЕ ВЕНТИЛИРУЕМОГО ПОМЕЩЕНИЯ

В вентилируемых помещениях поле концентрации вредных веществ, как и поле температур, неоднородно. В гл. II и V рассмотрено соотношение избыточных температур и концентраций в рабо-

чей зоне по отношению к этим же величинам в верхней зоне помещения, откуда в большинстве случаев происходит удаление загрязненного воздуха из помещения.

При расчете аварийной вентиляции, кроме отношения параметров в рабочей зоне к параметрам удаляемого воздуха, необходимо знать соотношение концентраций во всем объеме помещения и в удаляемом воздухе.

Это связано с тем, что нормально действующая вентиляция должна обеспечить требуемые параметры воздуха в рабочей зоне, где находятся люди, а аварийная вентиляция (в случае, если она рассчитывается и на предотвращение пожаров и взрывов) — во всем объеме помещения, так как импульс воспламенения (открытое пламя, электрическая искра или дуга, искры образующиеся при трении или ударе, соприкосновение с нагретыми поверхностями и т. п.) могут возникнуть в любой точке помещения.

Поле концентрации во всем объеме помещения можно характеризовать средней избыточной концентрацией по объему и вероятностью отклонений от среднего ее значения.

Средняя относительная избыточная концентрация по объему может быть определена в результате проведения опытов в натуре или на модели и равняется

$$\overline{\Delta q}_V = \frac{\int\limits_V (q - q_{\text{пр}})\, dV}{(q_{\text{ух}} - q_{\text{пр}})\, V} \qquad \text{(VI.18)}$$

Величина $\overline{\Delta q}_V$ может быть с некоторой степенью приближения определена расчетом, исходя из формул, полученных при решении дифференциальных уравнений диффузии (см. гл. II).

Однако сначала найдем общие зависимости, которым подчиняются величина относительной избыточной концентрации $\overline{\Delta q}_V$ и вероятность P отклонения в отдельных точках избыточной концентрации от ее среднего значения.

Имеющиеся теоретические и экспериментальные решения позволяют сделать такой анализ. Рассмотрим два случая выделения вредных и пожаро- и взрывоопасных веществ:

а) плотность выделяющихся веществ близка к плотности воздуха ($\rho_г \approx \rho_в$);

б) плотность выделяющихся веществ значительно отличается от плотности воздуха ($\rho_г \neq \rho_в$), что при аварийных ситуациях вполне возможно, так как концентрации во много раз превосходят предельно допустимые.

Можно сделать предположение, что в первом случае ($\rho_г \approx \rho_в$) равномерность поля концентрации при заданном расположении источников, размерах помещения и схеме вентиляции будет зависеть только от степени турбулизации воздуха в помещении.

Как известно, степень турбулизации воздуха может быть охарактеризована (см. гл. II) критерием Кармана ($Ka = v'/v$) или критерием Рейнольдса для турбулентного режима ($Re_т = vl/A$).

Используем для дальнейшего анализа критерий Кармана и рассмотрим зависимость

$$\overline{\Delta q}_V = f(\mathrm{Ka}) \qquad \text{(VI.19)}$$

Чем больше турбулентность среды (чем больше критерий Кармана), тем однороднее поле концентрации в объеме помещения и величина $\overline{\Delta q}_V$ приближается к 1. Напротив при малых значениях критерия Ка, когда турбулентность и вызываемое ее перемешивание незначительны, наблюдается большая неравномерность поля концентрации и $\overline{\Delta q}_V$ может иметь значения 5—6 и больше.

Определим для рассматриваемого случая значения величин, входящих в критерий Кармана:

v' — средняя пульсационная скорость. В соответствии с соотношением (II.50) $v' \infty (\varepsilon\lambda)^{1/3}$.

При механической вентиляции, когда энергия создается приточными струями, диссипируемая в массе воздуха помещения энергия определяется по формуле (II.86).

$$\varepsilon = \mathrm{Kp}\frac{\alpha v_{\text{п}}^2}{2} = \frac{L\alpha v_{\text{п}}^2}{2V} \qquad \text{(VI.20)}$$

где $v_{\text{п}} = \dfrac{L}{f_{\text{п}}}$ — скорость выхода воздуха из приточных насадков, м/с; L — воздухообмен приточной вентиляции, м³/с; $f_{\text{п}}$ — суммарная площадь приточных насадков, через которые выходит воздух, м².

Средняя скорость главного движения воздушных потоков в помещении v пропорциональна воздухообмену и обратно пропорциональна площади поперечного сечения главного потока. Условимся, что за такую площадь будем принимать половину площади сечения F, перпендикулярного длинной стороне помещения, тогда λ в формуле (II.50) пропорциональна определяющему размеру границы среды, в которой происходит процесс перемешивания.

Так же как и при выборе поперечного сечения потока, за определяющий размер можно принять любой заранее обусловленный (высоту, ширину или длину помещения). Примем в дальнейших выводах за определяющий размер высоту помещения h. С учетом приведенных формул, получим

$$v' \infty L\left(\frac{\alpha h}{2Vf_{\text{п}}^2}\right)^{1/3} \qquad \text{(VI.21)}$$

откуда

$$\mathrm{Ka} = \frac{v'}{v} \infty \frac{LF}{L}\left(\frac{\alpha h}{2Vf_{\text{п}}^2}\right)^{1/3} = \frac{F}{2}\left(\frac{\alpha h}{2Vf_{\text{п}}^2}\right)^{1/3} \qquad \text{(VI.22)}$$

Из формулы (VI.22) видно, что в рассматриваемом случае критерий Кармана не зависит от воздухообмена и, следовательно, также не зависит от воздухообмена и его кратности распределение концентраций и величина Δq_V.

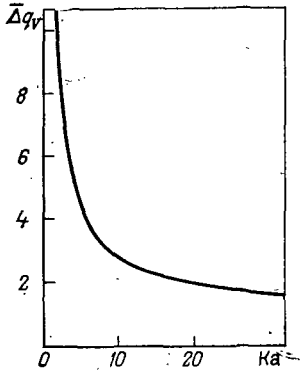


Рис. VI 2. Характер зависимости $\overline{\Delta q_V}$ от критерия Кармана.

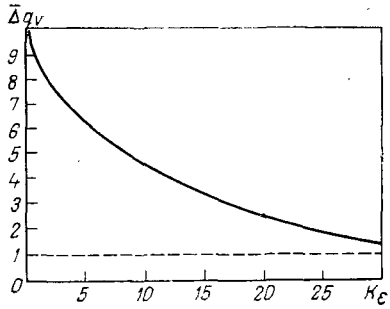


Рис. VI-3. Характер зависимости $\overline{\Delta q_V}$ от критерия K_ε.

Критерий Кармана в изучаемом случае зависит только от соотношения геометрических размеров помещения и площади воздуховыпускных отверстий.

Из формулы (VI.22) следует, что для увеличения турбулентности среды в помещении (и перемешивания воздуха), при которой уменьшается значение $\overline{\Delta q_V}$, необходимо при прочих равных условиях уменьшить площадь выхода воздуха из насадков, что приведет к увеличению скорости.

График, приведенный на рис. VI.2, не является универсальным, он отражает зависимость $\overline{\Delta q_V} = f$ (Ка) для конкретных условий, но характеризует порядок величин критерия Кармана и соответствующих им значений $\overline{\Delta q_V}$ в вентилируемых помещениях.

Необходимо отметить, что в вентилируемом помещении пульсационные скорости могут быть значительно больше средних скоростей главного воздушного потока. Это положение отражается на графике (рис. VI-2) значениями Критерия Ка больше единицы.

Рассмотрим второй случай — плотность выделяющихся паров и газов значительно отличается от плотности воздуха в помещении.

В этих условиях на процесс турбулентного перемешивания накладывается расслоение среды по плотности. Как уже отмечалось в V главе такое расслоение затрудняет перемешивание воздушной среды.

Энергия пульсаций в этом случае расходуется на работу против сил тяжести: подъем вверх масс воздуха с большей плотностью и опускание с меньшей плотностью по отношению к плотности окружающей среды. Как уже отмечалось, интенсивность турбулентного перемешивания в этих условиях может быть выражена критерием K_ε, являющимся отношением энергии, вносимой проточными струями к энергии струй, вызванных разностью плотностей воздуха. В соответствии с этим можно предположить, что при прочих равных условиях величин $\overline{\Delta q_V}$ зависит от критерия K_ε.

На рис. VI-3 представлен характер зависимости $\overline{\Delta q_V} = f(K_\varepsilon)$.

Как это показано на рис. V-7 и V-8, с увеличением значения критерия K_ε относительные значения избыточных концентраций и температур стремятся к единице. Различие этих графиков заключается в том, что на графиках рис. V-7 и V-8 относительные величины m меньше единицы и приближаются к ней возрастая; на графике (рис. VI-3) относительные величины $\overline{\Delta q_V}$ больше единицы и приближаются к ней уменьшаясь. Объясняется это тем, что в первом случае (в гл. V) рассматривалось отношение средних параметров в объеме рабочей зоны к параметрам удаляемого из верхней зоны воздуха и выделения газов сопровождались выделениями тепла, во втором случае мы определяем отношение параметров в отдельных, наиболее неблагоприятных точках, во всем объеме помещения к параметрам удаляемого воздуха.

При выделении газов и паров как с плотностью меньшей, чем у воздуха, так и с большей плотностью, чем у воздуха в объеме помещения всегда есть точки, где концентрация выше чем в удаляемом воздухе, поэтому $\overline{\Delta q_V} > 1$.

В рассматриваемом случае ($\rho_г \neq \rho_в$) распределение избыточных концентраций зависит от воздухообмена.

С увеличением его кратности при одних и тех же величинах выделения паров и газов поле концентраций выравнивается и $\overline{\Delta q_V}$ стремится к единице.

Зависимость $\overline{\Delta q_V}$ от кратности воздухообмена наблюдалась в опытах при $\rho_г \neq \rho_в$; при равенстве же плотностей выбрасываемых газов и паров с окружающим воздухом относительные избыточные концентрации оставались постоянными при изменении кратности воздухообмена.

Вероятность отклонения концентраций от средней по объему имеет тенденцию к уменьшению по мере увеличения критериев Кармана и K_ε.

Проведенный анализ позволяет сделать ряд практических выводов.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО УСТРОЙСТВУ АВАРИЙНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

Аварийная вентиляция, как обычная общеобменная вентиляция, наиболее эффективна, когда удаляет вредные вещества из зоны наибольших концентраций.

На рис. VI-4 представлены схемы устройства аварийной вентиляции, вытяжка которой приближена к местам возможных выбросов при аварии оборудования, содержащего вредные и пожаро- и взрывоопасные газы и пары.

На приведенных схемах вытяжка устроена с учетом направления движения выделяющихся газов и паров под действием сил тяжести.

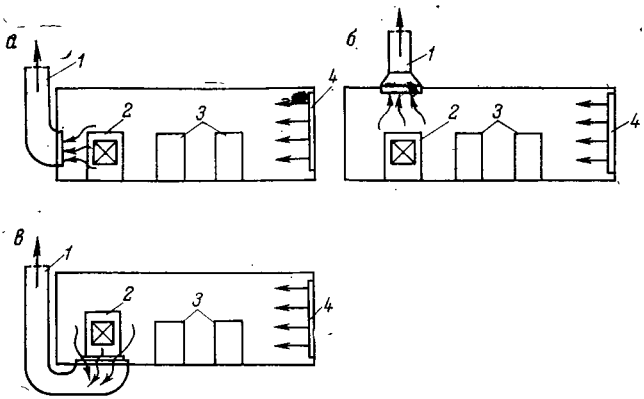


Рис. VI-4. Схемы аварийной вентиляции с вытяжкой, приближенной к источнику выделения вредных и пожаро- и взрывоопасных газов и паров:

а — плотность выделяющихся вредных и пожароопасных газов и паров близка к плотности воздуха ($\rho_г \approx \rho_в$); *б* — $\rho_г < \rho_в$; *в* — $\rho_г > \rho_в$; *1* — вытяжка; *2* — оборудование, вероятность аварий которого с выбросом вредных и пожаро- и взрывоопасных газов и паров наибольшая; *3* — оборудование, вероятность аварии которого незначительна; *4* — приток.

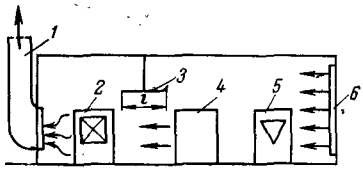
Приточный воздух во всех случаях рекомендуется подавать с противоположного конца помещения через воздухораспределители или проемы большой площади ($f_п$). Как следует из формулы (VI.23), при больших значениях $f_п$ критерий Кармана незначителен и, следовательно, поле концентрации будет крайне неравномерным, т. е. значение $\overline{\Delta q_V}$ будет велико (см. рис. VI-2). Это является показателем того, что вырывающиеся из оборудования струи газа будут мало размываться и с большими концентрациями поступят в вытяжное устройство.

Загрязненный воздух при таких схемах аварийной вентиляции следует выбрасывать в верхнюю часть приземного слоя атмосферы. Из-за возможности высоких концентраций вредных пожаро- и взрывоопасных веществ выброс такого воздуха в пределах зоны аэродинамической тени или зоны подпора (см. гл. VIII) может привести к сильному загрязнению этих циркуляционных зон и вызвать отравления и вторичные аварии в соседних зданиях.

Поток воздуха, двигающийся вдоль помещения (рис. VI-5), в значительной мере предотвращает распространеиие вредных и взрывоопасных веществ от места их образования по всему объему здания.

Если свести к минимуму возвратные токи, которые могут образоваться при движении потока, то можно создать надежный заслон проникновению вредных веществ в правую часть помещения.

На рис. VI-5 дана схема устройства, предотвращающего распространение вредных и пожаро- и взрывоопасных веществ в часть



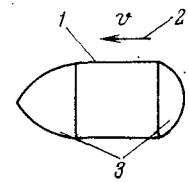


Рис. VI-5. Схема устройства для предотвращения распространения вредных и пожаро- и взрывоопасных веществ по помещению:

1 — вытяжка; *2* — оборудованне, вероятность аварий которого с выбросом вредных и пожаро- и взрывоопасных газов и паров наибольшая; *3* — устройство для перетекания воздуха; *4* — оборудование, вероятность аварий которого незначительна; *5* — оборудование, соприкосновение с которым вредных и пожаро- и взрывоопасных веществ из оборудования *2* может вызвать аварию; *6* — приток.

Рис. VI-6. Установка обтекателей на кожухе оборудования:

1 — кожух оборудованнн; *2* — направление потока воздуха; *3* — обтекатели.

помещения, где могут находиться люди или оборудование, при соприкосновении с которым выделившихся веществ может произойти нарушение технологического режима или даже авария этого оборудования.

Необходимую скорость в проеме устройства для перетекания воздуха и длину козырька l (см. рис. VI-5) рассчитывают по формулам диффузии примеси навстречу потоку воздуха (см. гл. II и V).

Перед проемом для перетекания воздуха желательно не располагать никакое оборудование. Если этого избежать нельзя, то рекомендуется устанавливать на кожухе оборудования обтекатели (рис. VI-6).

Устройство для перетекания воздуха целесообразно применять в случае, когда в соответствии с технологическим процессом оборудование *2* (см. рис. VI-5) нельзя выделить в отдельное изолированное помещение. Это устройство предотвращает диффузионное распространение вещества, но не является преградой для взрывных волн и механического разбрасывания вещества при взрыве оборудования.

В многопролетных зданиях и при расположении оборудования далеко от наружных стен или колонн устройство приближенной вытяжки затруднено или даже невозможно. Приходится располагать вытяжные отверстия вдали от места возможных выделений газов и паров (рис. VI-7).

В этих случаях во избежание образования высоких концентраций в отдельных точках объема помещения приточный воздух следует подавать с большими скоростями.

Возможно, что для таких условий механический сосредоточенный приток более целесообразен, чем механическая вытяжка, которую обычно делают при устройстве аварийной вентиляции. При подаче воздуха с большими скоростями ($v_п$) критерии Кармана и K_ε возрастают.

В результате как в случае выброса газов или паров с плотностью, близкой к плотности воздуха ($\rho_г \approx \approx \rho_в$), так и при ($\rho_г \neq \rho_в$) в объеме помещения поле концентраций станет достаточно равномерным и будут исключены места с резко повышенными концентрациями, могущими привести к отравлениям, пожарам и взрывам.

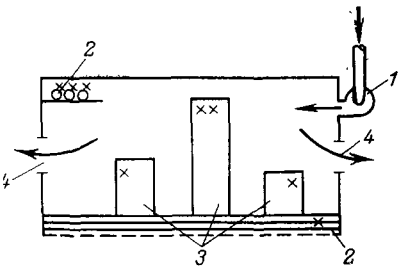


Рис. VI-7. Схема устройства аварийной вентиляции с сосредоточенным механическим притоком:
1 — вентилятор приточного воздуха; *2* — технологические трубопроводы; *3* — технологическое оборудование; *4* — вытяжные проемы; × — места возможных выбросов пожаро- и взрывоопасных веществ.

Воздух из помещения выбрасывается через проемы в наружных ограждениях: окна, двери и др. При этом проемы должны открываться автоматически, одновременно с пуском вентилятора.

Такая схема аварийной вентиляции может быть допущена в случаях, когда общее количество возможных выбросов вредных, пожаро- и взрывоопасных веществ сравнительно невелико и концентрации их в удаляемом воздухе не более чем на один порядок могут превысить предельно допустимые по санитарным нормам. В данном случае плотность выделяющегося газа не имеет значения, так как из-за малой их концентрации расслоение воздуха по плотности не возникает.

Во избежание проникновения вредных и пожаро- и взрывоопасных веществ в соседние помещения может быть предложена изоляция аварийного помещения дверями автоматически закрывающими при аварии проемы в соседние помещения. Такая мера возможна в том случае, если она не будет препятствовать эвакуации людей из аварийного помещения. Если проемы в соседние помещения должны оставаться открытыми, рекомендуется подавать в эти помещения для создания подпора дополнительный приточный воздух от специальных аварийных вентиляторов.

При $\rho_г \neq \rho_в$ увеличение воздухообмена в n раз приведет (как это следует из графика рис. VI-3) к снижению опасной (максимальной) концентрации более чем в n раз. Поэтому в данном случае целесообразно увеличение кратности воздухообмена.

Применение для аварийной вентиляции приточной установки вместо вытяжной имеет дополнительные преимущества: а) забирать воздух можно в том месте, где его загрязнение минимально, при этом эффективность аварийной вентиляции повышается (см. формулы VI.8 — VI.15); б) через вентилятор (установленный к тому же вне помещения) проходит чистый воздух, не загрязненный вредными пожаро- и взрывоопасными веществами. Поэтому можно установить вентилятор общего назначения.

Если в производственном помещении возможные при аварии выделения вредных, пожаро- и взрывоопасных веществ настолько

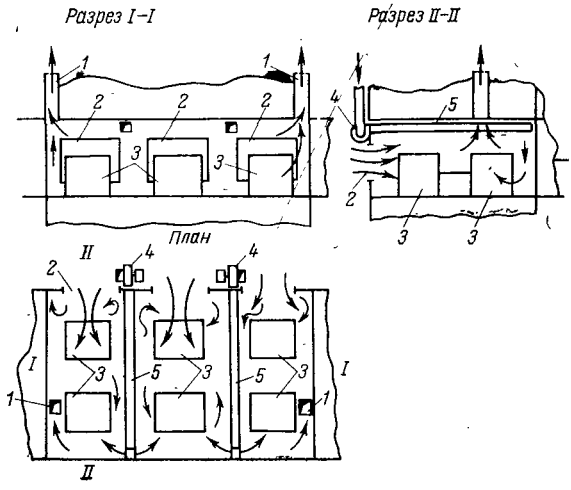


Рис. VI-8. Схема аварийной вентиляции с механической вытяжкой и частичным механическим притоком:
1 — вытяжка; *2* — приточные проемы (окна); *3* — оборудование с равной вероятностью аварий; *4* — приточные вентиляторы; *5* — воздуховод.

велики, что при выбросе загрязненного воздуха в нижнюю часть приземного слоя может создаться опасность отравления, пожара или взрыва в соседних зданиях, то рекомендуется устраивать аварийную вентиляцию по схеме, изображенной на рис. VI-8. Из производственного помещения, расположенного на одном из этажей многоэтажного здания, воздух удаляется через вертикальные каналы *1* с помощью осевых или центробежных вентиляторов. Приточный воздух поступает через проемы *2*. Дополнительный приток в зоны, удаленные от наружных стен, где могут образовываться застои, подают вентилятором *4* через воздуховоды *5*. По воздуховодам *5* приточный воздух можно подать в любое место, где при данном расположении оборудования возможно образование повышенных концентраций вредных и пожаро- и взрывоопасных веществ. Благодаря дальнобойности приточных струй, воздуховод можно не подводить к самому оборудованию, если это мешает его эксплуатации. Целесообразно заканчивать воздуховоды поворотными направляющими насадками, которые во время наладки вентиляции устанавливают так, чтобы струя приточного воздуха была направлена в место возможного скопления вредных, пожаро- и взрывоопасных веществ.

При авариях выделяются большие количества вредных, пожаро- и взрывоопасных веществ. Поэтому И. Н. Лейкиным [5] был совершенно правильно поставлен вопрос о необходимости выброса загрязненного воздуха в верхние слои атмосферы. Это предложение нашло отражение в СНиП II-33—75 «Отопление, вентиляция и

кондиционирование воздуха», где в пункте 4.114 записано: «Выброс воздуха из систем аварийной вентиляции необходимо проектировать с учетом возможности максимального рассеивания вредных и взрывоопасных веществ в атмосфере.

Не следует допускать выброс воздуха в непроветриваемые участки прилегающей территории».

Наиболее достоверный ответ о необходимой высоте аварийного выброса можно получить, рассчитав рассеивание (см. гл. VIII). Ввиду того, что аварийный выброс кратковременен (обычно меньше 20 минут), правомерен поставленный в статье [5] вопрос о допустимости более высоких расчетных концентраций в приземном слое атмосферы.

В заключение приведем мероприятия, не вошедшие в СНиП II-33—75.

Как показала практика расследования последствий аварий, в некоторых случаях взрывы газов и пыли происходят в воздуховодах приточных и вытяжных систем. Как правило, сила этих взрывов невелика, но они могут представлять большую опасность. В результате взрыва газов или пыли в воздуховодах возможно разбрасывание по производственному помещению горящей пыли, что может вызвать пожар сразу на большой площади.

Горящая пыль может проникнуть в помещение как через приточные отверстия в воздуховоде, так и через разрывы в воздуховоде, образующиеся во время взрыва.

Во избежание разрыва воздуховодов при взрыве и выбрасывания в производственное помещение горящих продуктов в стенке воздуховодов рекомендуется устанавливать взрывные диафрагмы из материала, разрывающегося при давлении в 2—3 раза превышающем нормальное при работе в приточных системах и разрежение в вытяжных. Через диафрагмы воздух должен попадать в несгораемые камеры, сообщающиеся с атмосферой.

Во избежание возгорания пыли и газов в воздуховодах, их не следует прокладывать над оборудованием, имеющим температуру наружной поверхности выше температуры возгорания возможных примесей к воздуху, а также над оборудованием, вероятность пожара которого не исключается (например, матерчатые рукавные фильтры для очистки от пыли удаляемого воздуха).

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА АВАРИЙНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

Пример 1. В цехе, где выделяется окись углерода, при нормальной работе оборудования необходимая кратность воздухообмена $K_р = 6$ ч$^{-1}$. В отдельных случаях при нарушении технологического режима количество выделяющейся окиси углерода увеличивается в 20 раз.

В соответствии с СН 245—71 была принята кратность воздухообмена аварийной вентиляции $K_{р_а} = 8$ ч$^{-1}$. Определить время, в течение которого при действии аварийной вентиляции после ликвидации нарушения технологического режима концентрация окиси углерода снизится до ПДК. Концентрация СО в приточном воздухе равна нулю.

Решение. Определяем величину $n = \frac{8}{6} = 1{,}33$. Затем по формуле (VI.17) находим искомую величину

$$\tau = \frac{\lg[(m-1)/(n-1)]}{0{,}434\,Kp_a} = \frac{\lg[(20-1)/(1{,}33-1)]}{0{,}434 \cdot 8} = 0{,}506\ ч = 30{,}5\ мин.$$

Таким образом, в течение 30,5 мин после аварии концентрация окиси углерода будет превышать ПДК. Считая, что максимальная концентрация CO составит около 15 $q_{ПДК}$, средняя за период будет около 10 $q_{ПДК}$. Учитывая, что высокая концентрация была также и в период τ_3, следует считать, что такой срок снижения концентрации аварийной вентиляцией не удовлетворяет гигиеническим требованиям (повышенная в 10 раз концентрация CO допускается в течение не более 30 мин).

Пример 2. Полагая, что с помощью автоматики авария будет быстро обнаружена и ликвидирована и на все это потребуется не более 10 мин ($\tau_a = 10$ мин), на период τ, за который аварийная вентиляция должна будет снизить концентрацию CO до ПДК, останется 20 мин ($\tau = 20$ мин) с тем, чтобы уже через 30 мин после возникновения аварии концентрация снизилась до ПДК. Определить необходимую кратность воздухообмена аварийной вентиляции.

Решение. Для определения кратности воздухообмена решим уравнение

$$(m-1)\ Kp_н = (Kp_a - Kp_н)\, e^{\tau\, Kp_a}$$

Поскольку искомая аварийная кратность воздухообмена Kp_a входит как сомножитель и как показатель степени, уравнение может быть решено либо методом последовательного приближения, либо с помощью разложения показательной функции в ряд. При разложении правой части уравнения в ряд оно может быть решено как квадратное уравнение, если $Kp_a\tau < 1$ и при этом членами ряда, содержащими $Kp_a\tau$ в степени больше единицы, можно пренебречь. В рассматриваемом примере нет основания считать, что $Kp_a\tau$ будет меньше единицы, и потому определяем искомую Kp_a методом последовательного приближения.

Исходя из данных табл. VI-1, как первое приближенное решение уравнения (VI-16) в данном примере примем $Kp_a = 9\ ч^{-1}$, тогда

$$n = \frac{Kp_a}{Kp_н} = \frac{9}{6} = 1{,}5.$$

При этом левая часть уравнения (VI.16) после его логарифмирования будет равна

$$\lg\frac{m-1}{n-1} = \lg\frac{20-1}{1{,}5-1} = 1{,}58.$$

правая часть

$$0{,}434\tau\, Kp_a = 0{,}434 \cdot 9\,\frac{20}{60} = 1{,}3.$$

Значение правой части несколько меньше. Следовательно, действительный корень уравнения несколько больше принятого. В качестве второго приближения возьмем $Kp_a = 11\ ч^{-1}$, тогда $n = 11/6 = 1{,}83$. Правая часть уравнения будет равна

$$0{,}434 \cdot 11 \cdot \frac{20}{60} = 1{,}59$$

левая часть

$$\lg \frac{20-1}{1{,}83-1} = 1{,}38.$$

Как видно, решение находится между значениями $Kp_a = 9$ ч$^{-1}$ и $Kp_a = 11$ ч$^{-1}$. Взяв $Kp_a = 10$ ч$^{-1}$, получим $n = 1{,}67$ и значение правой части уравнения $0{,}434 \cdot 10 \cdot 20/60 = 1{,}445$ и левой части $\lg (20-1)/(1{,}67-1) = 1{,}453$, что совпадает со значением правой части равенства. Поэтому $Kp_a = 10$ ч$^{-1}$ можно считать искомым решением уравнения.

Таким образом, увеличение воздухообмена аварийной вентиляции с 8 до 10 ч$^{-1}$ дает возможность в 1,5 раза сократить время, в течение которого аварийная вентиляция снизит концентрацию CO до ПДК.

Анализируя данные примеры, можно сделать вывод, что кратность воздухообмена аварийной вентиляции должна в каждом отдельном случае устанавливаться в зависимости от количества вредного вещества, которое выделяется при нарушении технологического режима, и времени, допустимого по санитарно-гигиеническим требованиям для снижения концентраций вредных веществ до ПДК. При санитарно-технических обследованиях химических производств должны быть выявлены характерные нарушения технологического режима и определены возможные выделения вредных веществ при этих нарушениях.

Отметим, что на концентрации вредных веществ значительно превышающие ПДК, которые могут наблюдаться в исключительных случаях (при больших авариях), аварийная вентиляция не рассчитывается. При таких авариях необходимо применять средства индивидуальной защиты.

Пример 3. В цехе электролитического получения хлора при нормальной работе оборудования необходимая кратность воздухообмена $Kp_a = 14$ч$^{-1}$. При нарушении работы системы, отсасывающей хлор из ванн, как показали проведенные наблюдения, повышается давление в ваннах и увеличивается выделение хлора в помещение в 10 раз ($m = G_a/G_н = 10$).

Определить, через какое время после восстановления нормальной работы системы концентрация снизится до предельно допустимой, если кратность воздухообмена дополнительной аварийной вентиляцией будет 6 ч$^{-1}$. Таким образом, во время аварии и после нее кратность воздухообмена $Kp_a = 14 + 6 = 20$ ч$^{-1}$, $n = 20/14 = 1{,}43$.

Решение. Подставляя в формулу (VI.17) значения m, n и Kp_a, находим

$$\tau = \frac{\lg [(m-1)/(n-1)]}{0{,}434 Kp_a} = \frac{\lg [(10-1)/(1{,}43-1)]}{0{,}434 \cdot 20} = 0{,}152 \text{ ч} = 9{,}1 \text{ мин}.$$

Таким образом, меньше чем за 9,5 мин после нормализации технологического режима концентрация будет снижена до допустимой.

Если возможен более длительный период нормализации среды, то воздухообмен дополнительной аварийной вентиляции можно уменьшить. Решим тот же пример, сократив кратность дополнительной аварийной вентиляции в 2 раза, тогда $Kp_a = 14 + 3 = 17$, $n = 17/14 = 1{,}215$.

Подставляя полученные значения в формулу, найдем

$$\tau = \frac{\lg [(10-1)/(1{,}215-1)]}{0{,}434 \cdot 17} = 0{,}22 \text{ ч} = 13{,}2 \text{ мин}.$$

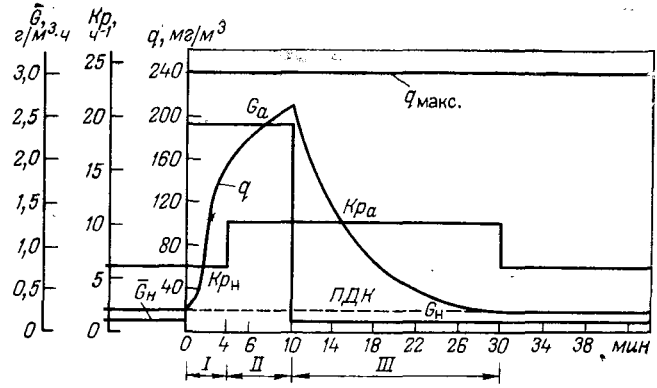


Рис. VI-9. Измененне концентрации CO в цехе (к пнмеру 4).

Из приведенного примера видно, что если кратность нормального воздухообмена ($Кр_н$) достаточно велика, то дополнительная вентиляция даже при небольшой кратности воздухообмена может обеспечить быстрое снижение концентраций после аварии до предельно допустимых. Возникает вопрос: можно ли в этих случаях вообще не устраивать дополнительную аварийную вентиляцию. Ранее уже отмечалось, что без дополнительной аварийной вентиляции невозможно за конечный срок снизить концентрацию после аварии до ПДК. Но если допустить с некоторым отступлением от санитарных норм, что приемлемо снижение концентрации сначала до уровня, несколько превышающего ПДК с тем, чтобы в дальнейшем, когда выделение вредных веществ в какой-то период времени будет меньше расчетного значения $G_н$, концентрации снизятся до ПДК, то можно обойтись без дополнительной аварийной вентиляции.

Проанализируем на примере как изменяется концентрация вредных веществ в вентилируемом помещении при аварии (рис. VI-9). Концентрация в данный момент времени может быть выражена формулой (VI.8).

Пример 4. Для условий примера 2 определить динамику изменения концентрации вредного вещества в вентилируемом помещении при аварии и в период после ее ликвидации.

В табл. VI-2 приведен расчет по формуле (VI-8) концентраций вредных веществ в цехе для условия примера 2. При расчете рассматривалнсь три периода:

Период I (4 мин) — с момента начала аварии до момента включения аварийной вентиляции; количество выделяющейся окиси углерода $\bar{G}_а = 2400$ мг/(м³·ч), кратность воздухообмена $Кр_н = 6$ ч$^{-1}$, начальная концентрация $q_{I,1} = 20$ мг/м³; $\bar{G}_а/Кр_н = 400$ мг/м³; $q_{I,1} - \bar{G}_а/Кр_н = 20 - 400 = -380$.

Период II (6 мин) — период аварии и действия аварийной вентиляции; $\bar{G}_а = 2400$ мг/м (м³·ч); $Кр = Кр_а = 10$ ч$^{-1}$. Концентрация в начале периода II

$q_{II,\,i} = 156$ мг/м³ (см. табл. VI-2); $\overline{G}_a/Kp_a = 240$ мг/м³; $q_{II,\,i} - \overline{G}/Kp_a = 156 - 240 = -84$.

Период III — авария ликвидирована, выделения окиси углерода снижены до нормальных $\overline{G}_н = 120$ мг/(м³·ч), действует аварийная вентиляция; $Kp_a = 10$ ч$^{-1}$, концентрация в начале III периода $q_{III,\,i} = 209$ мг/м (см. табл. VI-2); $\overline{G}_н/Kp_a = 12$, $q_{III,\,i} - \overline{G}_н/Kp_a = 209 - 12 = 197$.

По полученным данным построены кривые на рис. VI-9. Из табл. VI-1 и рис. VI-9 ясно, что в конце режима II концентрация приближается к $q_{пред}$, определяемой по формуле (VI-12).

Из табл. VI-2 видно, что в конце периода III по истечении 30 мин с начала аварии концентрация CO снижается до 19,3 мг/м³, т. е. несколько меньшей ПДК (20 мг/м³).

Рассмотрим, как будет меняться концентрация вредного вещества во время аварии и после нее, если дополнительная аварийная вентиляция не устраивается.

Пример 5. Определить изменение концентрации хлора в цехе в период аварии и после нее. Вследствие неполадок в системе отсасывания хлора от ванн и повышения давления в них выделение хлора при аварии увеличилось в 10 раз — со 135 до 1350 г/ч. Нормально действует вентиляция с кратностью воздухообмена $Kp_н = 15$ ч$^{-1}$ (объем цеха 10 000 м³). Аварийная вентиляция отсутствует.

Таким образом, $Kp_a = Kp_н = 15$ ч$^{-1}$. Концентрация хлора в наружном воздухе $q_{пр} = 0{,}1$ мг/м³ (0,1 ПДК). Авария ликвидируется в течение 10 мин.

Решение. Концентрацию хлора в момент времени τ определяем по формуле (VI.8).

В данном случае рассматриваются два пернода.

ТАБЛИЦА VI.2. Расчет концентрации CO при различных значениях τ

Период	Время от начала аварии τ', мин	Время начала данного периода τ, мин	$\frac{\tau\, Kp}{60}$	$e^{-\frac{\tau\, Kp}{60}}$	Концентрация CO в момент времени τ q_τ, мг/м³
I	0	0	0	1	20
	2	2	0,2	0,8187	89
	4	4	0,4	0,67	156
II	6	2	0,38	0,719	179
	8	4	0,67	0,512	197
	10	6	1	0,368	209
III	12	2	0,33	0,71	154
	14	4	0,67	0,512	113
	16	6	1	0,368	85
	18	8	1,33	0,273	66
	20	10	1,67	0,183	48
	22	12	2	0,135	39
	24	14	2,3	0,1	32
	26	16	2,67	0,0672	25,2
	28	18	3	0,0498	21,8
	30	20	3,33	0,0369	19,3

ТАБЛИЦА VI.3. Расчет концентрации хлора при различных τ (выделение вредного вещества при аварии увеличилось в 10 раз)

Период	Время от начала аварии τ, мин	Время от начала данного режима τ, мин	$\frac{\tau \cdot Kp}{60}$	$e^{-\frac{\tau \cdot Kp}{60}}$	Концентрация Cl_2 в момент времени τ q_τ, мг/м³
I	2	2	0,5	0,607	4,2
	4	4	1	0,368	6,1
	6	6	1,5	0,223	7,3
	10	10	2,5	0,082	8,4
II	12	2	0,5	0,607	5,5
	14	4	1	0,368	3,72
	16	6	1,5	0,223	2,65
	18	8	2	0,135	2
	20	10	2,5	0,082	1,66
	22	12	3	0,0498	1,37
	24	14	3,5	0,0183	1,224
	26	16	4	0,0183	1,145
	28	18	4,5	0,0111	1,082
	30	20	5	0,0067	1,05
	32	22	5,5	0,0041	1,03
	34	24	6	0,0025	1,019
	36	26	6,5	0,0015	1,011
	38	28	7	0,0009	1,007
	40	30	7,5	0,0005	1,004

Период I (10 мин) — с момента начала аварии до ее ликвидации, количество выделяющегося хлора $G_a = 1350$ г/ч. $\overline{G}_a = 1350 \cdot 10^3/10000 = 135$ мг/(м³·ч), кратность воздухообмена $Kp_a = Kp_н = 15$ ч$^{-1}$, Концентрация в начале периода I $q_{I,1} = 1$ мг/м³, $q_{пр} + \overline{G}_a/Kp_н = 0,1 + 135/15 = 9,1$; $q_{I,1} - (q_{пр} + \overline{G}_a/Kp_н) = 1 - 9,1 = -8,1$ мг/м³.

Период II — аварня ликвидирована, количество выделяющегося хлора $G_н = 135$ г/ч; $\overline{G}_н = 13,5$ мг/(м³·ч); $Kp_н = 15$ ч$^{-1}$ концентрация в начале периода II (см. табл. VI.3) $q_{II,1} = 8,4$ мг/м³; $q_{пр} + \overline{G}_н/Kp_н = 0,1 + 13,5/15 = 1$ мг/м³; $q_{II,1} - (q_{пр} + \overline{G}_н/Kp_п) = 7,4$ мг/м³.

Как видно из табл. VI.3, концентрация, меньшая 1,1 ПДК (для хлора ПДК-1 мг/м³), наступает через 18 мин после ликвидации аварии и затем происходит ее приближение к предельно допустимой концентрации. Если считать, что с гигиеннческой точки зрения допустимо снижение концентрации сначала до 1,1 ПДК с тем, что в дальнейшем концентрация снизится до ПДК, то дополнительную аварийную вентиляцию можно не устраивать.

Пример 6. В цехе, аналогичном приведенному в примере 5 при аварии выделение хлора увеличивается в 500 раз ($G_a = 67\,500$ г/ч). Определить, за какое время концентрация хлора снизится до 1,1 ПДК (без аварийной вентиляции).

Решение. Определение концентрации в момент времени τ определяем по формуле (VI.8). Расчет сведен в табл. VI.4.

Период I (10 мин) — с начала аварии до ее ликвидации: количество выделяющегося хлора $G_a = 67\,500$ г/ч; $\overline{G}_a = 6\,750$ мг/(м³·ч); $Kp = Kp_н = 15$ ч$^{-1}$; концентрация в начале периода I $q_{I,1} = 1$ мг/м³; $q_{пр} + \overline{G}_a/Kp_н = 450$ мг/м³; $q_{I,1} - (q_{пр} + \overline{G}_a/Kp_н) = -449$ мг/м³.

ТАБЛИЦА VI.4. Расчет концентрации хлора при различных τ (выделение вредного вещества при аварии увеличилось в 500 раз)

Период	Время от начала аварии τ, мин	Время от начала данного периода, τ, мин	$\frac{\tau\ Kp}{60}$	$e^{-\frac{\tau\ Kp}{60}}$	Концентрация в момент времени τ q_τ, мг/м³
I	2	2	0,5	0,607	178
	4	4	1	0,368	285
	6	6	1,5	0,223	347
	10	10	2,5	0,082	413
II	12	2	0,5	0,607	252
	16	6	1,5	0,368	153
	20	10	2,5	0,082	34,8
	24	14	3,5	0,0302	13,5
	28	18	4,5	0,0111	5,57
	32	22	5,5	0,00409	2,69
	36	26	6,5	0,0015	1,62
	40	30	7,5	0,00055	1,226
	44	34	8,5	0,000207	1,084
	48	38	9,5	0,000075	1,031
	52	42	10,5	0,000031	1,0128
	56	46	11,5	0,0000117	1,0047
	60	50	12,5	0,0000042	0,00173
	64	54	13,5	0,0000015	1,00062
	68	58	14,5	0,00000057	1,00024
	72	62	15,5	0,000000306	1,00013

Период II — авария ликвидирована; количество выделяющегося хлора $\overline{G}_н = 13{,}5$ мг/(м·ч); $Kp_н = 15$ ч$^{-1}$, концентрация в начале периода II (см. табл. VI-4) $q_{II,1} = 413$ мг/м³; $q_{пр} + \overline{G}_н/Kp_н = 1$ мг/м³; $q_{II,1} - (q_{пр} + \overline{G}_и/Kp_н) = 413 - 1 = 412$ мг/м³.

Как видно из табл. VI-4, концентрация, меньшая 1,1 ПДК, будет через 34 мин. Такой длительный срок снижения концентрации не может быть допущен.

Устройство дополнительной аварийной вентиляции необходимо. Если устроить дополнительную аварийную вентиляцию с кратностью воздухообмена 7 1/ч ($Kp_а = 15 + 7 = 22$ ч$^{-1}$), то концентрации после ликвидации аварии будут уменьшаться значительно быстрей. Произведя расчет, аналогичный приведенным ранее, можно установить, что концентрация, равная 1,1 ПДК, будет через 18 мин после ликвидации аварии, а еще через 2 мин окажется меньше предельно допустимой. Таким образом, в данном случае применение аварийной вентиляции позволило почти в 2 раза сократить срок снижения концентрации вредного газа до допустимой.

Можно не делая расчетов, приведенных в табл. VI.3 и VI.4, определить время, в течение которого концентрации после аварии без дополнительной аварийной вентиляции снизятся до значения, равного 1,1 ПДК. Для вывода необходимой формулы подставим в знаменатель левой части уравнения (VI.7) вместо $q_{пдк}$ величину 1,1 $q_{пдк}$.

Используя уравнения (VI.13) и (VI.14), сделаем вывод, аналогичный выводу уравнения (VI.16). Тогда получим в случае, если наружный воздух чистый ($q_{пр} = 0$), формулу для определения

$$\tau = \frac{\lg(m-1)+1}{0{,}434\,Kp_{н}} \qquad (VI.23)$$

Если концентрация вредного газа в наружном воздухе составляет 30% от ПДК (максимальная концентрация, которая в соответствии с действующими Санитарными нормами СН 245—71 допускается в наружном воздухе на заводских площадках в местах забора приточного воздуха), то формула для определения τ будет иметь вид

$$\tau = \frac{\lg(m-1)+0{,}85}{0{,}434\,Kp_{н}} \qquad (VI.24)$$

а при концентрации вредных газов в наружном воздухе, равной 10% от ПДК

$$\tau = \frac{\lg(m-1)+0{,}96}{0{,}434Kp_{н}} \qquad (VI.25)$$

Время, в течение которого концентрация снижается до 1,1 ПДК, приведено в табл. VI.5. Таблица составлена для случая подачи в помещение чистого наружного воздуха ($q_{пр} = 0$).

Таким образом, в случаях, когда допустимо некоторое превышение ПДК в течение продолжительного периода без ущерба для здоровья работающих, можно при значительных нормальных кратностях воздухообмена $Kp_{н}$ обходиться без дополнительной аварийной вентиляции. Однако необходимость в устройстве аварийной вентиляции в каждом конкретном случае должна быть проверена.

ТАБЛИЦА VI.5. Время, за которое концентрация вредных веществ при действии аварийной вентиляции снижается до 1,1 ПДК

$Kp_{н}$	Время τ (в мин) при значениях $m = G_{а}/G_{н}$											
	10	25	50	100	200	300	400	600	800	1000	1500	2000
8	33	40	46	51	56	59	61	64	66	68	70	73
10	27	33	37	41	46	48	50	52	54	55	58	69
12	22	27	31	34	38	40	41	43	45	46	48	49
14	19	23	27	30	33	34	36	37	39	39	41	42
16	17	20	23	26	28	30	31	33	34	34	36	37
18	15	18	21	23	25	27	28	29	30	31	32	33
20	14	16	19	21	23	24	25	26	27	28	29	30
24	11	14	16	17	19	20	21	22	22	23	24	25
26	10	13	14	16	18	18	19	20	21	21	22	23
28	10	12	13	15	16	17	18	19	19	20	21	21
30	9	11	12	14	15	16	17	17	18	18	19	20

Вместе с тем санитарные органы не возражают против увеличения воздухообмена постоянно действующей вентиляции на 10%. Тогда при нормальной работе оборудования концентрация вредных веществ в цехах составит 0,91 ПДК, а после аварии через промежутки времени τ, указанные в табл. VI.5, концентрации вредных веществ в цехах станут на уровне ПДК.

Необходимо, кроме того, учитывать (см. Санитарные нормы и СНиП), что аварийная вытяжка, как правило, не компенсируется подогретым в зимнее время притоком. Резкое снижение температуры в цехе может не только не дать возможности быстро ликвидировать аварию, но и привести к дополнительным нарушениям работы оборудования. Поэтому необходимо проверить, на сколько снизится температура в цехе за время работы аварийной вентиляции, и в случае, если эта температура упадет ниже допустимой минимальной, следует предусматривать дополнительный подогрев воздуха.

Большое значение имеет аварийная вентиляция для предотвращения взрывов и пожаров. При расчете такой аварийной вентиляции может быть также использован изложенный выше метод.

РАСЧЕТ ВРЕМЕНИ И ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО ВОЗДУХООБМЕНА, НЕОБХОДИМЫХ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ВЫСОКИХ КОНЦЕНТРАЦИЙ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ В ВЕНТИЛИРУЕМЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ И УКРЫТИЯХ

Необходимость снизить концентрацию в вентилируемом объеме в течение заданного времени возникает, например, когда для ремонта оборудования или устранения мелких недостатков обслуживающему персоналу приходится входить в кабину, концентрация в которой при нормальных условиях значительно выше ПДК. В этом случае с помощью дополнительной вентиляции концентрация вредных веществ в кабине должна быть снижена до предельно допустимой.

Двухрежимная вентиляция была предложена и успешно применена В. Д. Кранцфельдом [6] для удаления вредных веществ из укрытий прядильных и прядильно-отделочных машин (комбайнов) для производства кордных и штапельных волокон. Здесь нужно также рассчитывать дополнительный воздухообмен, необходимый для того, чтобы через определенное время можно было раскрыть укрытие машины, не опасаясь создания неблагоприятных условий на рабочих местах.

Время и дополнительный воздухообмен, необходимые для снижения в кабинах или укрытиях высоких концентраций до допустимых, могут быть определены по формуле (VI.7) или по табл. VI.1.

При проветривании кабин применяют большие воздухообмены

и, следовательно, большие кратности Кр. Ввиду того что при этом, как правило, технологический процесс приостанавливается, и, следовательно, уменьшается выделение вредных веществ, величины G/Кр могут быть малыми по сравнению со значениями q_1 и q_2 и ими можно пренебречь. Тогда формула (VI.7) упрощается до вида

$$\frac{q_2 - q_{пр}}{q_1 - q_{пр}} = e^{-\tau \text{ Кр}} \qquad \text{(VI.26)}$$

Если же $q_{пр} = 0$, то

$$\frac{q_2}{q_1} = e^{-\tau \text{ Кр}} \qquad \text{(VI.27)}$$

Формулу (VI.27) можно использовать при расчетах в первом приближении, когда G/Кр $\neq 0$ и $q_{пр} \neq 0$.

Из формул (VI.26) и (VI.27) видно, что интенсивность изменения концентраций зависит от произведения времени на кратность воздухообмена. Таким образом, при прочих равных условиях время, через которое достигается заданная концентрация q_2, обратно пропорционально кратности воздухообмена.

Таблица VI-1 дает возможность легко установить время τ, за которое концентрации снижаются в q_1/q_2 раз.

Литература

1. *Ленц Э. Х.* Избранные труды, М., 1950.
2. *Селиверстов А. Н.* Влияние динамического состояния воздушной среды на вентиляцию прядильных и ткацких хлопчато-бумажных фабрик. М., Гизлегпром, 1954. 95 с.
3. *Фильней М. И., Фрухт И. А.*— Водоснабжение и санитарная техника, 1969, № 3, с. 26—28.
4. *Скирт Л. Г., Лазаренко Е. Н., Бобров В. Д.*— Газовая промышленность, 1975, № 11. с. 45—46.
5. *Лейкин И. Н.*— Водоснабжение и санитарная техника, 1973, № 6, с. 31—32.
6. *Кранцфельд В. Д.*— Водоснабжение и санитарная техннка, 1965, № 9, с. 21—25.

КОНТРОЛЬ СОСТОЯНИЯ ВОЗДУШНОЙ СРЕДЫ И АВТОМАТИЗАЦИЯ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Система контроля состояния воздушной среды на химических заводах должна:

давать сведения о температуре, влажности воздуха и о величине концентрации вредных веществ в рабочей зоне производственных помещений, в местах забора приточного воздуха и на территории заводов;

сигнализировать о неблагоприятном состоянии воздушной среды, которое может привести к отравлениям, взрывам, пожарам;

контролировать величины выбросов вредных веществ из технологического оборудования в воздух производственных помещений и в атмосферу;

давать импульс для систем автоматического регулирования технологического процесса и вентиляции.

Вследствие значительной нестабильности выделения вредных веществ из оборудования на химических заводах необходимо постоянно измерять параметры воздушной среды во многих точках.

Проводимые в настоящее время на химических заводах один раз в сутки или один раз в смену замеры концентрации вредных веществ в воздухе цехов и на территории заводов во многих случаях не характеризуют состояние воздушной среды в течение всего производственного времени. Исследования на заводах по производству хлора показали, что концентрации вредных веществ в воздухе производственных помещений в течение рабочего дня могут меняться даже при неаварийном состоянии технологического процесса в 20 раз и более.

Динамический характер выделения вредных веществ, а также отмеченная ранее неравномерность распределения их концентраций в рабочей зоне вызывает необходимость многоточечного измерения концентраций в производственных помещениях. Контроль концентрации только в одной, двух или даже нескольких точках не характеризует состояние воздушной среды во всей рабочей зоне цеха.

На рис. VII-1 показана технологическая схема многоточечного измерения концентрации вредных веществ одним газоанализатором. Периодичность измерения (в $ч^{-1}$) в каждой точке

$$П = \frac{1}{n\tau_{зам}} \qquad \text{(VII.1)}$$

где n — число точек замера; $\tau_{зам}$ — время, необходимое для одного замера, ч.

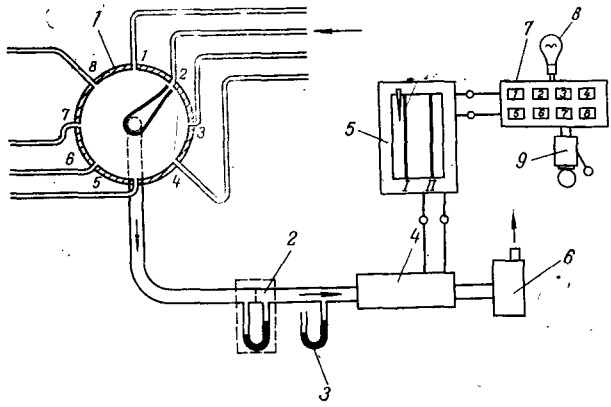


Рис. VII-1. Схема многоточечного измерения концентрации вредных веществ в воздухе:
1 — переключатель; *2* — реометр; *3* — манометр; *4* — газоанализатор; *5* — самописец; *6* — воздуходувка; *7* — нумератор; *8* — сигнальная лампочка; *9* — звуковой сигнал.

На ленте самозаписывающего прибора *6* две черты: I соответствует ПДК, II — концентрации, составляющей определенную долю от концентрации вредных веществ, при которой возможны отравление, пожар или взрыв. Если прибор зарегистрирует концентрации выше отмеченной II чертой, то подаются звуковой и световой сигналы.

Запись концентраций вредных веществ на ленту позволит проанализировать их изменение в зависимости от технологического режима. Если в помещении возможно выделение двух или более различных вредных веществ, концентрация каждого из которых может достичь ПДК, то следует подключить параллельно несколько газоанализаторов, предназначенных для определения каждого вредного вещества.

Концентрации вредных веществ нужно измерять не только в производственных помещениях, но и в сообщающихся с ними бытовых и административных, в которых также иногда могут наблюдаться высокие концентрации.

Приборостроительная промышленность выпускает газоанализаторы для автоматического контроля концентраций вредных веществ [11]. По схеме, изображенной на рис. VII-1, можно определять концентрации вредных веществ в приточном $q_{пр}$ и удаляемом $q_{ух}$ воздухе, а также количество вредных веществ, выделяющихся из оборудования в производственное помещение.

Для контроля количества вредных веществ, выбрасываемых через трубы в атмосферу, следует определять расход воздуха L м³/ч и концентрацию q вредных веществ в выбрасываемом воздухе (г/м³).

$$G = Lq \qquad \text{(VII.2)}$$

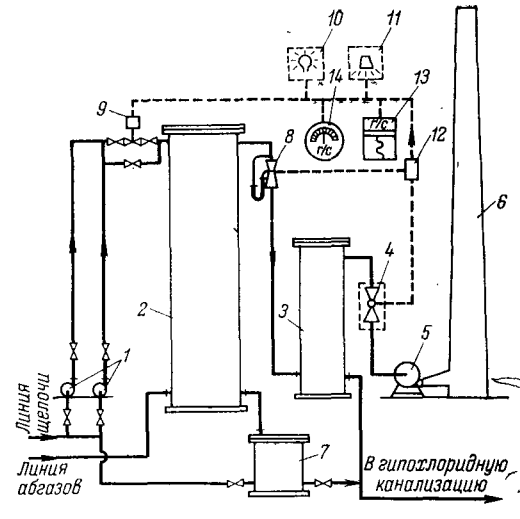


Рис. VII-2. Схема автоматического регулирования и контроля выбросов в атмосферу хлора через трубу от хвостовой абгазной колонны:

1 — насосы; *2* — скруббер для очистки воздуха от газа; *3* — вторичная очистка (скруббер каплеуловитель); *4* — газоанализатор на хлор (фотоколориметрический ФКГ-3); *5* — вентилятор; *6* — труба; *7* — аппарат для очистки стоков (нейтрализатор); *8* — расходомер газовоздушной смеси — труба Вентури с микроманометром; *9* — регулировочный клапан с исполнительным механизмом; *10* — световой сигнал; *11* — звуковой сигнал; *12* — множительный аппарат, воспринимающий сигналы от расходомера и газоанализатора и выдающий сигнал, равный их произведению; *13* — самозаписывающий прибор величины валового выброса; *14* — прибор, показывающий валовый выброс вредного вещества в данный момент.

На рис. VII-2 приведена схема автоматического контроля и регулирования централизованного выброса загрязненного хлором воздуха. Установка по данной схеме может быть применена для очистки как технологических выбросов (абгазов), так и для вентиляционных выбросов при значительных концентрациях вредных веществ в них. Особенностью предлагаемой схемы контроля является установка кроме газоанализатора *4* расходомера газовоздушной смеси *8* и множительного преобразователя *12*, позволяющих непосредственно определять величину валового выброса (в г/с). По величине валового выброса регулируется подача щелочи в скруббер, что изменяет степень очистки воздуха от хлора. Когда величина валового выброса превышает установленный лимит (предельно допустимый выброс) для данной установки, начинает действовать световой и звуковой сигналы, указывающие на необходимость корректировки технологического процесса. На приборе показаний валового выброса могут быть смонтированы две стрелки (как на контрольных манометрах, устанавливаемых на котлах), одна из которых является контрольной и показывает наибольший выброс, имевший место за определенный период. Можно также рекомендовать установку самозаписывающего прибора, регистрирующего величину валового выброса вредного вещества за определенный период времени.

С помощью газоанализаторов можно также автоматически регулировать общеобменную вентиляцию.

Всесоюзный Научно-исследовательский институт техники безопасности в нефтяной промышленности (г. Баку) разработал систему автоматического регулирования приточной вентиляционной установки в зависимости от концентрации вредного вещества (углеводородов) в производственных помещениях насосных и компрессор-

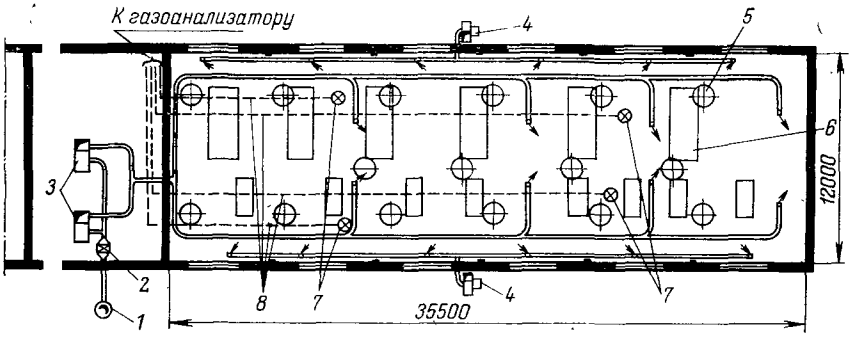


Рис. VII-3. План расположения оборудования в насосной с автоматизированной системой вентиляции:

1 — воздухозаборная шахта; *2* — калорифер; *3* — приточные вентиляционные агрегаты Ц4-70 № 10 (один рабочий, второй запасной); *4* — вытяжные вентиляторы Ц13-50 № 6; *5* — дефлекторы; *6* — технологическое оборудование; *7* — воздухоприемники для забора воздуха на химический анализ содержания вредных веществ (углеводородов); *8* — каналы подачи воздуха к газоанализатору из 4-х зон помещения.

ных [2]. На рис. VII-3 приведен план насосной крупной нефтеперевалочной базы, в которой была автоматизирована приточная вентиляционная установка производительностью около 20 000 м³/ч. Принципиальная схема такой установки, названная ее авторами — Б. Ю. Данюшевским, И. Н. Паутининой и В. И. Рубановым — установкой кондиционирования воздуха по газовому фактору, изображена на рис. VII-4. В качестве датчика концентраций углеводородов в воздухе использован высокочувствительный газоанализатор «Гамма-1а», являющийся стационарным прибором для анализа содержания в воздухе органических веществ. В состав прибора входят блок ПД, представляющий собой панель, на которой размещен датчик пламенно-ионизационного типа ДКО1 и система газовых коммуникаций, обеспечивающая подачу, очистку и стабилизацию газовых потоков; высокоомный преобразователь ПВ3 и электронный потенциометр КСП-3.

Действие пламенно-ионизационного датчика основано на ионизации молекул органических веществ в пламени водорода, созданном в ионизационной камере и последующем измерении величины ионизационного тока.

К ионизационной камере подводятся два потока: поток водорода с анализируемым воздухом и поток очищенного от органических примесей воздуха для поддержания горения пламени водорода. Пламя в камере поджигается с помощью нихромовой спирали. При отсутствии в анализируемом воздухе органических веществ пламя в камере обладает весьма низкой электропроводностью. При этом под влиянием электрического поля в камере создается небольшой фоновый ионизационный ток порядка 10^{-12} А. Появление в анализируемом воздухе органических примесей и последующая ионизация их молекул в водородном пламени приводит к резкому уве-

личению электропроводности пламени и изменению ионизационного тока пропорционально количеству органических веществ, поступающих в камеру в единицу времени.

Полученный в датчике электросигнал усиливается в высокоомном преобразователе. Далее он измеряется в электронном потенциометре КСП-3, выдающем результирующую информацию о величинах газовых концентраций в помещении. Потенциометр является указывающим и записывающим прибором. Шкала потенциометра проградуирована в мг/м^3 определяемого вещества.

Насосные и компрессорные нефтехимических заводов взрывоопасны, поэтому предусмотрели пневматическую систему исполнительных механизмов.

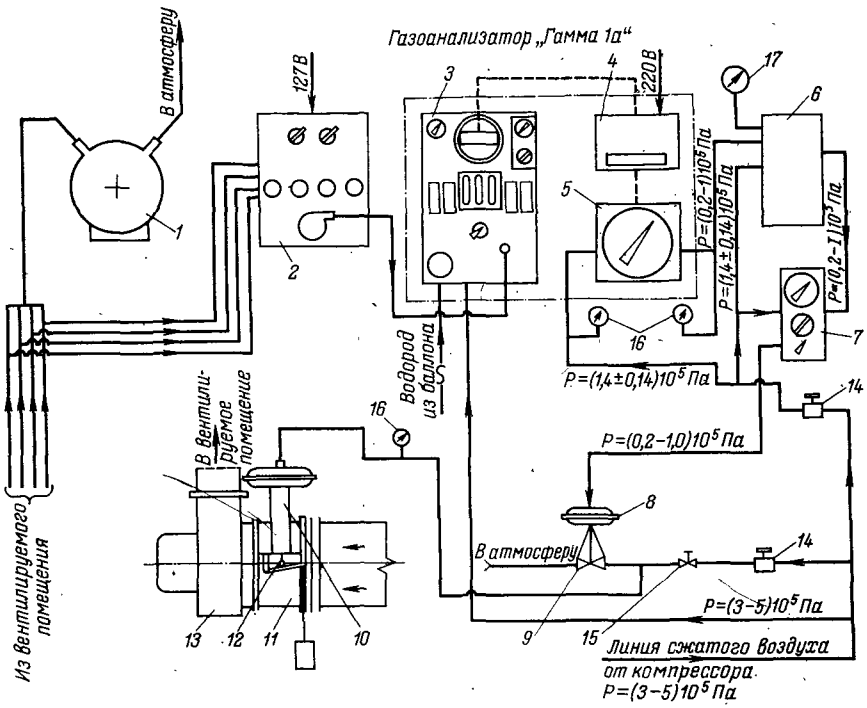


Рис. VII-4. Принципиальная схема автоматического регулирования расхода приточного воздуха в зависимости от концентрации вредного вещества в рабочей зоне производственного помещения:

1 — побудитель расхода ПР-7; *2* — блок распределения газа РБ-3А; *3* — блок ПД; *4* — высокоомный преобразователь ПВ3; *5* — электронный потенциометр КСП-3; *6* — пропорционально-интегральный регулятор ПР-22; *7* — байпасная панель дистанционного управления БПДУ-А; *8* — дополнительный мембранный исполнительный механизм (МИМ); *9* — регулирующий клапан ВЗ на линии сжатого воздуха; *10* — рабочий мембранный исполнительный механизм при осевом направлении щели аппарата; *11* — осевой направляющий аппарат; *12* — рычажная передача; *13* — приточный центробежный вентиляционный агрегат; *14* — редукторы сжатого воздуха; *15* — дроссельный вентиль; *16* — манометры; *17* — манометр давления задания при пропорционально-интегральном регуляторе.

Для этого в потенциометр *5* вмонтирован пневмопреобразователь, преобразующий электросигнал в переменное давление сжатого воздуха в диапазоне $(0{,}2—1{,}0)\cdot 10^5$ Па. К установке подводят предварительно очищенный от пыли, влаги и масла сжатый воздух под давлением $(3—5)\ 10^5$ Па. Затем перед подачей к пневмопреобразователю он редуцируется до давления $1{,}4\cdot 10^5$ Па.

Первичный сигнал о концентрации вредных веществ в воздушной среде воспринимает высокочувствительный датчик концентраций санитарного диапазона. На основе этого сигнала пневморегулятор вырабатывает командный пневмосигнал, передаваемый к исполнительному механизму. Исполнительным механизмом является пневмопривод к осевому направляющему аппарату, установленному на всасывающем патрубке центробежного вентилятора.

Осевой направляющий аппарат состоит из цилиндрической обечайки, внутри которой установлены лопатки, одновременно поворачивающиеся вокруг радиальных осей. По мере поворота лопаток создается закручивание воздушного потока в сторону разворота улитки вентилятора и возникают частичный дроссельный эффект и возрастающая крутка воздушного потока. Последнее обстоятельство приводит к изменению аэродинамики центробежного вентилятора, который с ростом крутки потока создает меньшее давление при том же числе оборотов.

Это дает возможность уменьшить расход электроэнергии по сравнению с регулированием производительности вентилятора введением дополнительного сопротивления.

В качестве пневмопривода к направляющему аппарату использован мембранный исполнительный механизм, смонтированный на корпусе направляющего аппарата. Под действием сжатого воздуха, подаваемого в надмембранное пространство исполнительного механизма, передается усилие на рычажную передачу, поворачивающую лопатки осевого направляющего аппарата.

В направляющих аппаратах при центробежных вентиляторах небольших размеров на мембрану исполнительного механизма может подаваться пневмосигнал непосредственно из пневморегулятора с давлением сжатого воздуха $(0{,}2—1{,}0)\ 10^5$ Па.

Для вентиляторов бóльших номеров рекомендуется давление сжатого воздуха $(2{,}0—2{,}5)\ 10^5$ Па. При этом сигнал из пневморегулятора используется как управляющий рабочим пневмосигналом с применением дополнительного мембранного исполнительного механизма, спаренного с регулирующим клапаном.

Так как концентрации вредных веществ по объему производственного помещения не одинаковы и меняются в зависимости от технологического режима, то пробы воздуха отбирают на анализ по зонам. В четырех точках помещения (см. рис. VII-3) установлены воздухоприемники. Для поочередного подключения к газоанализатору каждой зоны помещения имеется блок распределения газа РБ-3А, представляющий собой четырехточечный переключатель каналов.

Воздух для анализа с помощью воздуходувки, установленной

в блоке, отбирается поочередно из каждого канала. Продолжительность отбора каждой пробы 3 мин.

Побудитель расхода воздуха ПР-7 *1* (см. рис. VII-4) непрерывно отсасывает и выбрасывает наружу загрязненный воздух из всех воздуховодов анализируемого воздуха одновременно. Встроенная в блок воздуходувка забирает для анализа лишь малую часть воздуха, перемещаемого побудителем расхода ПР-7. В результате этого анализируемый воздух не застаивается в подводящих трубках за цикл работы переключателя и не искажается картина санитарного состояния воздушной среды в зонах помещения.

Переменный пневмосигнал из пневмопреобразователя поступает в пропорционально-интегральный регулятор ПР-22 *6*, вырабатывающий командный пневмосигнал в диапазоне (0,2—1) 10^5 Па. Как было указано выше, этот командный пневмосигнал является управляющим для рабочего пневмосигнала и подается на мембрану дополнительного мембранного исполнительного механизма *8*, спаренного с регулирующим клапаном ВЗ *9*. Клапан *9* присоединен к линии сжатого воздуха от компрессора, с другой стороны клапан открыт в атмосферу. При отсутствии командного (управляющего) пневмосигнала на мембрану дополнительного мембранного исполнительного механизма *8* проходное сечение клапана полностью открыто, а в линии рабочего пневмосигнала до клапана с помощью редуктора поддерживается давление около 10^5 Па. При подаче командного сигнала на мембрану исполнительного механизма *8* проходное сечение клапана прикрывается, давление воздуха до клапана *8* возрастает, и при этом также возрастает до $(2—2{,}5) \cdot 10^5$ Па давление в линии сжатого воздуха, присоединенной к рабочему исполнительному механизму *10*, тогда лопатки осевого направляющего аппарата полностью открываются. Если рабочий пневмосигнал, подаваемый на исполнительный механизм при осевом направляющем аппарате уменьшается, лопатки возвращаются в первоначальное положение.

Предложенная автоматизация вентиляции надежно обеспечивает требуемую чистоту воздуха в производственных помещениях, при этом эксплуатационные расходы электроэнергии и теплоносителя на нужды вентиляции снижаются.

В главе I отмечалось, что на некоторых химических заводах вследствие большой площади щелей в ограждениях зимой в нижней рабочей зоне наблюдаются низкие температуры воздуха. В связи с этим при приемке здания в эксплуатацию следует определять суммарную площадь щелей и при необходимости заделывать их до ввода производства в эксплуатацию.

При приемке здания в теплое время года испытание проводят следующим образом: закрывают (как на зиму) все проемы в наружных ограждениях, в окне или в другом каком-либо проеме в наружном ограждении на уровне рабочей зоны устанавливают прибор ВЦНИИОТ для измерения малых перепадов давлений в производственных зданиях (рис. VII-5); пускают на максимальную произво-

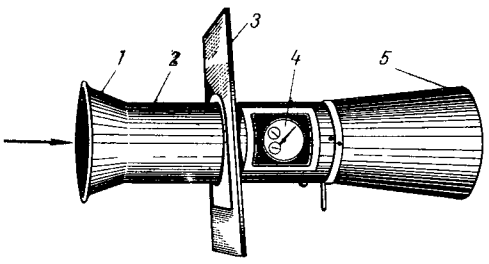


Рис. VII-5. Прибор для измерения малых перепадов давления в пронзводственных зданиях:
1 — входной коллектор; *2* — прямой патрубок; *3* — фланец для крепления прибора в проеме наружного ограждения; *4* — крыльчатый анемометр; *5* — диффузор.

дительность все основные вытяжные установки; измеряют производительность каждой вытяжной установки и определяют суммарный объем удаляемого воздуха; измеряют разрежение в здании p_x, Па.

Прибор для измерения перепадов давления протарирован таким образом, что по числу оборотов крыльчатки анемометра, установленного в приборе, можно определить перепад давления.

Суммарную площадь щелей $\sum F$ (в м²), помноженную на коэффициент расхода μ определяют по уравнению

$$\Sigma \mu F = \frac{\Sigma G_{\text{выт}}}{\sqrt{2 p_x \rho_{\text{н}}}} \qquad \text{(VII.3)}$$

Прибор [3] дает возможность измерять разрежение в цехе, начиная с давления 0,1 Па. Испытание можно считать проведенным с достаточной степенью точности, если полученное значение, $p_x > 0{,}5$ Па. Замер проводят 2—3 раза, желательно при безветрии, и берут среднее значение. Чем больше разрежение p_x в здании, создаваемое вытяжной вентиляцией, тем при большей скорости ветра v можно испытывать оборудование. Например, при $p_x =$ $= 2$ Па $v = 0{,}5$ м/с; при $p_x = 5$ Па $v = 0{,}9$ м/с; при $p_x = 10$ Па $v = 1{,}2$ м/с.

При приемке здания в холодное время года при действующей системе отопления испытание * проводят в следующем порядке: в проеме наружных ограждений устанавливают прибор для измерения малых перепадов давления; измеряют температуру наружного воздуха t_x и воздуха внутри помещения $t_{\text{вн}}$ в 2—3 точках по высоте и определяют разность температур

$$\Delta t = t_{\text{вн}_{\text{ср}}} - t_{\text{н}} \qquad \text{(VII.4)}$$

где $t_{\text{вн}_{\text{ср}}}$ — средняя температура воздуха по высоте помещения.

Определяют расстояние h от середины окон по высоте в рабочей зоне до середины створок в фонаре или в верхнем свете; определяют разрежение p_x в цехе при открытых воротах или другом большом проеме в наружных ограждениях; замеряют размеры ворот (или проема) и определяют их площадь $F_{\text{в}}$; в зависимости от формы

* Данный метод обладает преимуществом по сравнению с рассмотренным ранее, так как позволяет определить отдельно площадь щелей в нижней и верхней зонах наружных ограждений.

входных кромок проемов принимают коэффициент расхода μ_0 при скругленных кромках стены, в которой сделан проем $\mu_0 = 0{,}8$ и при острых кромках $\mu_0 = 0{,}64$; измеряют разрежение p_{x_2} в цехе при закрытых воротах * (или проеме).

По полученным данным $F_в$, μ_0, h, Δt, p_{x_1}, p_{x_2} определяют площади щелей в нижней $\mu F_{н.з}$ и верхней $\mu F_{в.з}$ зонах, умноженные на коэффициент расхода

$$\mu F_{в.з} = \frac{\mu F_в}{M_1 - M_2} \qquad \text{(VII.5)}$$

$$\mu F_{н.з} = \mu F_{в.з} M_2 \qquad \text{(VII.6)}$$

где

$$M_1 = 0{,}96 \sqrt{\frac{0{,}04 h \Delta t}{p_{x_1}} - 1}$$

$$M_2 = 0{,}96 \sqrt{\frac{0{,}04 h \Delta t}{p_{x_2}} - 1}$$

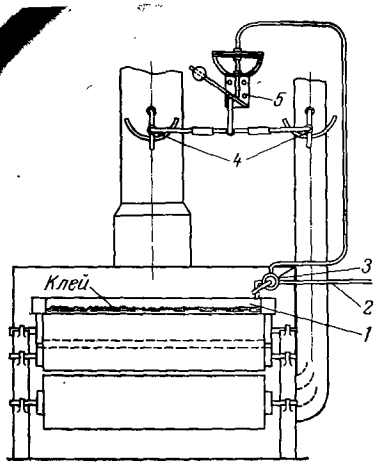
Величины «М» можно определять также по номограмме [3].

Автоматизация вентиляционных установок дает возможность значительно улучшить условия воздушной среды в цехах химических заводов и сократить при этом затраты на эксплуатацию этих установок. В главе IV отмечалась целесообразность регулирования расхода воздуха, удаляемого местными отсосами, в зависимости от концентрации вредных веществ внутри укрытия. Для автоматического регулирования расхода воздуха необходим датчик — газоанализатор.

На рис. VII-6 показана схема автоматического регулирования расхода воздуха, удаляемого от намазочных машин в производстве прорезиненной материи. В данном случае удалось обойтись без датчиков — газоанализаторов. При нанесении на материал клея нож *1*, разравнивающий клей по ширине материала и регулирующий толщину его слоя, находится в опущенном положении. Когда же намазка не производится, нож поднят. Нож поднимается и опускается сжатым воздухом, поступающим от линии сжатого воздуха через кран *3*. Дроссель-клапаны *4* на вытяжных воздуховодах открываются пневматическим исполнительным механизмом *5*, соединенным трубопроводом с краном *3*. При опущенном ноже (рабочее положение) дроссель-клапаны полностью открыты, при поднятом ноже (нерабочее положение) дроссель-клапаны открывают сечение воздуховодов только на $^1/_3$ часть.

Если имеется несколько машин с местными отсосами, концентрации внутри которых периодически меняются так, что максимум и минимум концентраций в разных машинах по времени не совпадают, то при автоматическом регулировании вытяжки объем приточного воздуха в помещение можно сократить. Это дает экономию

* Во время испытания механическую вентиляцию следует выключать или объем механической вытяжки должен соответствовать притоку.



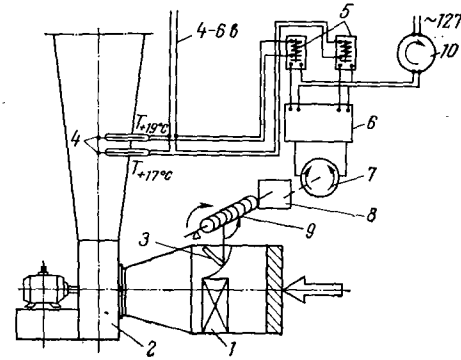


Рис. VII-6. Схема автоматического регулирования расхода воздуха, удаляемого от намазочных машин:

1 — нож; *2* — трубопровод сжатого воздуха; *3* — краи ручного управления пневматическим регулятором положения ножа; *4* — дроссель-клапаны на вытяжиых воздуховодах; *5* — пневматический исполнительный механиэм к дроссель-клапанам.

Рис. VII-7. Технологическая схема астатического регулирования температуры воздуха, подаваемого в помещение:

1 — калорифер; *2* — вентилятор; *3* — обходной клапан вокруг калорифера; *4* — контактные термометры с магиитной перестановкой контакта; *5* — реле; *6* — реверсивный магнитиый пускатель; *7* — электродвигатель; *8* — редуктор; *9* — лебедка; *10* — прерыватель тока.

в расходе электроэнергии и тепла, улучшает работу местных отсосов, так как снижает кратность обмена и турбулизацию воздуха в помещении.

Рекомендуется также автоматизировать регулирование расхода воздуха вытяжных систем, удаляющих воздух из кабин, в которых располагается оборудование производства высокотоксичных веществ. В данном случае, когда при помощи вентиляции в кабинах должно поддерживаться разрежение около 10 Па при любом направлении ветра, датчиком может быть дифференциальный манометр, регистрирующий перепад давлений в кабине и коридоре, и прибор, предложенный автором для измерения малых перепадов давлений в зданиях при испытании воздушных завес (см. рис. VII-5).

Комфортные метеорологические условия в цехе и значительная экономия в расходе тепла могут быть получены при автоматизации регулирования температуры приточного воздуха [4]. В цехах, где не требуется кондиционирование воздуха, следует применять простую и дешевую астатическую систему регулирования температуры. Несмотря на то, что в данной системе используются двухпозиционные датчики, резкие колебания температуры подаваемого воздуха не наблюдаются.

На рис. VII-7 приведена технологическая схема астатического регулирования температуры приточного воздуха. В воздуховоде после вентилятора размещаются два двухпозиционных датчика.

Один из них установлен на температуру, которая на 0,5—1 °С меньше нормальной температуры подаваемого воздуха, а другой — на 0,5—1 °С выше этой температуры. Например, если воздух должен подаваться с температурой 18 °С, то первый датчик устанавливают на 17 °С, а второй — на 19 °С. Если температура подаваемого воздуха понизится, первый датчик ($T_{17°\,С}$) дает команду исполнительному механизму *7*, *8*, *9*, и клапан на обводном воздушном канале калорифера начинает закрываться. При этом значительная часть воздуха проходит через калорифер, и воздух подогревается до более высокой температуры.

Применение редуктора *8* и специального прерывателя тока *10*, подающего ток периодически в течение коротких промежутков времени, способствует медленному передвижению и мгновенному прекращению его дальнейшего передвижения, как только температура подаваемого воздуха достигнет 17 °С. Если бы регулирующий клапан перемещался быстро (как это бывает при двухпозиционном регулировании), то вследствие тепловой инерции регулируемой системы и датчика клапан мог бы занять крайнее положение. При температуре воздуха, немного выше 17 °С, исполнительный механизм остановится, и клапан будет находиться в промежуточном положении между «полностью открыто» и «полностью закрыто». Если произойдет дальнейшее понижение температуры подаваемого воздуха, то клапан под влиянием команды датчика подвинется в сторону закрытия обходного клапана. Если же, например, температура наружного воздуха повысится и установка будет нагревать подаваемый в помещение воздух до температуры выше 19 °С, то второй контактный термометр $T_{19°\,С}$ даст исполнительному механизму команду двигаться в обратном направлении, и пропускающий воздух через канал вокруг калорифера клапан начнет медленно открываться. Температура подаваемого воздуха будет понижаться и при температуре несколько ниже 19 °С датчик $T_{19°С}$ остановит исполнительный механизм; клапан опять займет среднее положение, соответствующее новым условиям.

Таким образом, температура приточного воздуха все время поддерживается в интервале 17—19 °С. Колебания температуры воздуха в цехе $\pm$ 1 °С в большинстве случаев не нарушают технологический процесс, а благоприятно воздействуют на людей, особенно занятых легким, монотонным трудом.

В качестве датчиков могут быть применены контактные термометры с магнитной перестановкой контактов (типа ТК6 или ТК8), либо двухпозиционные биметаллические датчики ДТК-3 или ДТК-4; в качестве исполнительных механизмов — обычные электродвигатели малой мощности, сопряженные с редукторами. Все вспомогательные приборы также выбраны стандартные, массового изготовления. Прерывателем тока может служить командный электропневматический прибор КЭП-12У.

Если в качестве теплоносителя используется пар, регулирование возможно только при помощи воздушного обходного клапана

вокруг калорифера, как показано на рис. VII-7. Несконденсировавшийся в калорифере пар будет задерживаться конденсационным горшком, установленным на конденсационной линии за калориферами.

Если теплоносителем является вода, также можно ограничиться регулированием с помощью обходного клапана в канале вокруг калорифера. Для предотвращения попадания неохлажденной воды из-за меньшей требуемой тепловой мощности калориферов в обратный трубопровод на нем устанавливается регулятор непосредственного действия. Регулятор воздействует на клапан, установленный на трубопроводе, подводящем горячую воду к калориферу. Регулятор устанавливают вручную на температуру обратной воды 30 °С при температуре наружного воздуха 0—5 °С, а по мере понижения температуры воздуха — на более высокую температуру. При минимальной расчетной температуре наружного воздуха регулятор будет поддерживать в обратном трубопроводе температуру 70 °С. Необходимо отметить, что это устройство, кроме того, защищает калориферы от замерзания в них воды в большие морозы.

Монтажная электрическая схема автоматической системы была приведена в предыдущих изданиях книги. Такая схема может быть применена и для регулирования температуры воздуха в горячих аэрируемых химических цехах. Если имеется устройство для механического открывания створок фонарей и приточных окон, то для автоматизации их открывания потребуется минимальное количество дополнительных приборов.

Если на здании горячего химического цеха установлены незадуваемые фонари, то необходимо только регулировать степень открывания створок в приточных окнах в зависимости от температуры наружного воздуха и величины выделений тепла в цехе. Два двухпозиционных датчика температур размещают в рабочей зоне помещения. Один из них устанавливают на температуру, которая на $\Delta t = 0{,}5—1°$ С ниже нормально поддерживаемой в помещении температуры $t_{пом}$, а другой — на такую же величину выше $t_{пом}$. Принцип действия автоматики аналогичен описанному выше. При температуре в цехе в пределах $t_{пом} - \Delta t < t < t_{пом} + \Delta t$ автоматическая система и исполнительные механизмы находятся в покое. Как только температура в цехе выйдет за эти пределы, датчики дадут импульс и створки в приточных окнах начнут закрываться, если температура в цехе опустилась ниже нижнего предела, или открываться, если температура поднимется выше верхнего предела. С помощью автоматики в рабочей зоне цеха будет поддерживаться заданная температура $t_{пом} \pm \Delta t$ при изменении наружной температуры и выделений тепла.

Весь цех может быть разделен на отдельные участки (зоны), в каждом из которых устанавливают датчики температур, воздействующие на электродвигатель механического открывания створок. Таким образом, возможны довольно простое зональное регулирование, а следовательно, и создание наиболее благоприятных метеорологических условий на рабочих местах и в цехе.

Автоматическое регулирование аэрации расширяет диапазон ее действия и повышает эффективность.

Для быстрого снижения концентрации вредного вещества в воздухе цеха после аварии (см. гл. VI) необходимо своевременное включение аварийной вентиляции. При увеличении концентрации в рабочей зоне в 2 раза выше ПДК автоматические устройства должны включать аварийную вентиляцию. Но для того чтобы устранить частое включение аварийной вентиляции при кратковременных повышениях концентрации, следует предусмотреть устройство, включающее аварийную вентиляцию, если концентрация вредных выделений, превышающая более чем в 2 раза ПДК, держится свыше 3—5 мин или продолжает расти. Аварийная вентиляция должна выключаться, когда концентрация вредного вещества в рабочей зоне станет ниже предельно допустимой.

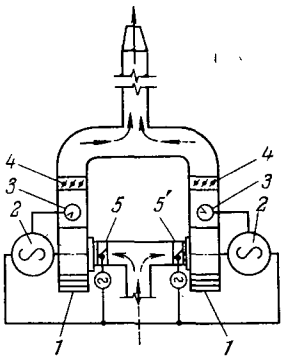


Рис. VII-8. Технологическая схема автоматического переключения вытяжной вентиляционной установки с основного вентилятора на резервный:

1 — вентилятор; *2* — электродвигатель; *3* — реле потока воздуха; *4* — лепестковый обратный клапан; *5* — дроссель-клапан с исполнительным механизмом.

Одновременно с пуском аварийной вентиляции должны включаться звуковые и световые сигналы, предупреждающие об опасности, выключаться подача токсичного и взрывоопасного сырья в аппараты и производиться другие операции, ограничивающие и ликвидирующие аварию.

Кроме автоматического включения аварийной вентиляции должен быть предусмотрен ручной пуск аварийных вентиляторов с постов управления, а также у основных входов в помещения цеха и здание.

На рис. VII-8 приведена технологическая схема автоматического включения запасного вытяжного вентилятора в случае аварии действующего. При остановке или значительном уменьшении производительности действующего вентилятора реле потока воздуха *3* отключает электродвигатель *2* на этом вентиляторе, закрывает дроссель-клапан *5* на входе в него, включает электродвигатель *2* резервного вентилятора и открывает дроссель-клапан *5* для входа воздуха. Кроме того, о переключении вентилятора подается световой сигнал на щит, установленный в помещении контрольно-измерительных приборов.

Аналогичная автоматическая схема может быть применена и для включения приточных резервных вентиляторов.

Наряду с автоматическим регулированием необходимо предусматривать блокировку. Например, блокировка должна устраиваться между технологическим оборудованием и вентилятором местного отсоса, если при выключенном вентиляторе невозможна работа оборудования. Подача воды в мокрые пылеуловители

должна быть сблокирована с работой электродвигателя вентилятора, подача воды в установки гидрообеспыливания — с подачей сыпучего материала.

В зданиях, где находятся взрывоопасное и пожароопасное оборудование и материалы, на случай пожара должно быть предусмотрено выключение всех работающих приточных и вытяжных вентиляционных установок. Выключение может быть автоматическое от пожарных извещателей или ручное с пунктов у основных входов в здание и со щитов КИП.

Литература

1. *Иовенко Э. Н.* Автоматические анализаторы и сигнализаторы токсичных и взрывоопасных веществ в промышленности. М., Химия, 1972. 188 с.
2. *Паутина И. Н.*— Изв. вузов по строительству и архитектуре, 1976, № 11. Новосибирск, с. 116—120.
3. *Эльтерман В. М.* Воздушные завесы. М., Машгиз, 1966, 164 с.
4. *Участкин П.В., Эльтерман Е. М.* Автоматизация вентиляционных и отопительных установок в промышленности. Л., ЛИОТ, 1958. 65 с.
5. *Давыдов Ю. С., Нефелов С. В.* Техника автоматического регулирования в системах вентиляции и кондиционирования воздуха. М., Стройиздат, 1977. 216 с.

ЗАЩИТА ВОЗДУШНОГО БАССЕЙНА ПРОМЫШЛЕННЫХ УЗЛОВ ОТ ЗАГРЯЗНЕНИЯ

Одной из сложных проблем, требующих скорейшего решения, является проблема защиты воздушного бассейна от промышленных загрязнений.

Несмотря на постоянное совершенствование очистки дымов, технологических и вентиляционных выбросов, количество поступающих в атмосферу промышленных отходов, как показывают данные натурных обследований, с развитием промышленности непрерывно увеличивается.

Металлургические, химические, нефтеперерабатывающие, цементные заводы, тепловые электростанции выбрасывают в воздух огромные количества ядовитых вредных веществ: углеводородов, сернистого ангидрида, окислов азота, сероводорода, аммиака, фенолов, сероуглерода, фтористых и фосфорных соединений, различных органических растворителей, аэрозолей, токсичных соединений свинца, бериллия и других металлов, аэрозолей инсектицидов и гербицидов, силикозоопасной пыли, сажи и других газообразных, парообразных и дисперсных примесей к воздуху.

Создается такое положение, что атмосферная турбулентность и ветер не успевают удалять из воздушного бассейна больших городов и крупных промышленных узлов постоянно растущие количества токсичных выбросов производственных предприятий.

Вопросу обеспечения чистоты окружающей среды Партия и Правительство уделяют большое внимание. В сентябре 1972 г. было принято Постановление Верховного Совета СССР «О мерах по дальнейшему улучшению охраны природы и рациональному использованию природных ресурсов» («Правда», № 265 от 21 сентября 1972 г.). Были приняты постановления ЦК КПСС и Совета Министров СССР от 29 декабря 1972 г. «Об усилении охраны природы и улучшении использования природных ресурсов» («Правда» от 10 января 1973 г.) и от 1 декабря 1978 г. «О дополнительных мерах по усилению охраны природы и улучшению использования природных ресурсов» («Правда» от 6 января 1979 г.).

Во исполнение этих постановлений в настоящее время проводятся значительные работы, направленные на уменьшение выбросов вредных веществ в атмосферу и разработку методов прогнозирования возможного загрязнения приземного слоя атмосферы вновь строящимися заводами.

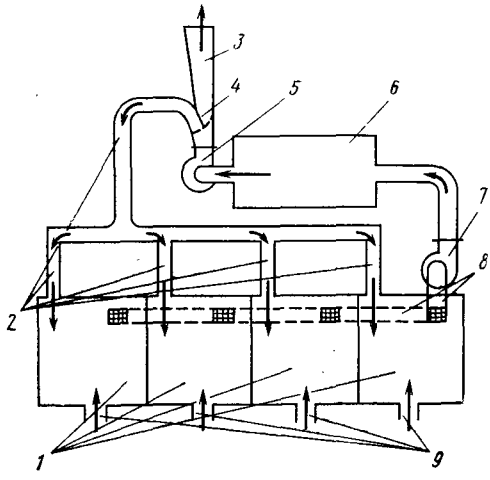


Рис. VIII-1. Схема устройства для снижения валовых выбросов вредных веществ в атмосферу:
1 — кабины или укрытия; *2* — рециркуляционные воздуховоды; *3* — диффузор перед выбросом частично очищенного воздуха в атмосферу, поддерживающий во всей системе разрежение; *4* — поворотный клапан, регулирующий долю рециркуляции; *5* — вентилятор хвостовой; *6* — фильтр; *7* — вентилятор; *8* — вытяжные воздуховоды; *9* — приточные устройства.

Такое прогнозирование необходимо для того, чтобы иметь возможность своевременно принять меры по обеспечению чистоты приземного слоя воздуха, предъявить повышенные требования к технологическому процессу и оборудованию, к устройствам очистки воздуха для сокращения выбросов вредных веществ в атмосферу; определить место для строительства химических производств и найти решение его генерального плана, обеспечивающие лучшее проветривание заводской площадки и предотвращающие занос вредных веществ в жилые районы; определить необходимую минимальную ширину защитной зоны между промышленным узлом и селитебной территорией; найти места для выброса загрязненного воздуха (технологического и вентиляционного); расположить воздухозаборы систем приточной вентиляции в местах наименьшего загрязнения приземного слоя атмосферы.

На необходимость дальнейшего совершенствования прогнозирования воздушного загрязнения окружающей среды указано в Основных направлениях развития народного хозяйства СССР на 1976—1980 годы, утвержденных XXV съездом Коммунистической партии Советского Союза.

В «Основных направлениях» записано: «Совершенствовать методы прогнозирования влияния производства на окружающую среду и учитывать его возможные последствия при подготовке и принятии проектных решений».*

СНИЖЕНИЕ ВАЛОВЫХ ВЫБРОСОВ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ В АТМОСФЕРУ

Уменьшение выбросов вредных веществ в атмосферу является основным средством ее оздоровления. В первую очередь должны быть приняты меры для уменьшения выделения вредных веществ из тех-

* Материалы XXV съезда КПСС. М., Политиздат, 1977, с. 175.

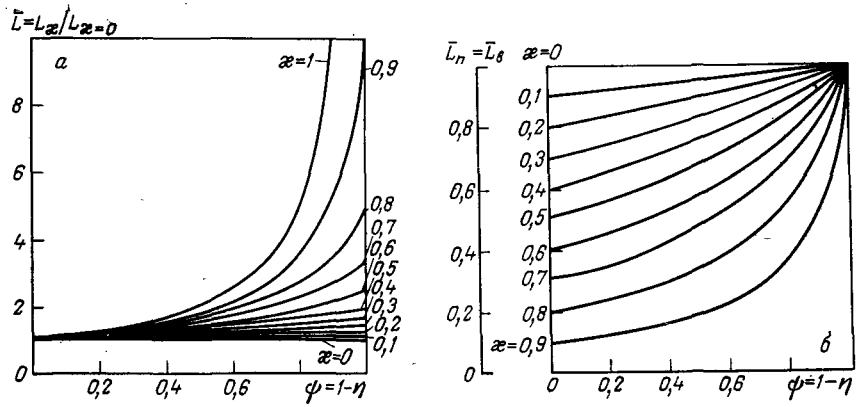


Рис. VIII-2. Зависимость воздухообмена и выбрасываемого и подаваемого воздуха от доли рециркуляции и эффективности очистки:
а — необходимый воздухообмен $L=L_{\varkappa}/L_{\varkappa=0}$; *б* — количество воздуха, выбрасываемого наружу и подаваемого в помещение $\bar{L}_в = L_{в,\varkappa}/L_{в,\varkappa=0}$; $\bar{L}_п = L_{п,\varkappa}/L_{п,\varkappa=0}$.

нологического оборудования (см. гл. III) и для устройства эффективной очистки технологических и вентиляционных выбросов (см. специальную литературу [1, 2, 3].)

В данном параграфе рассматривается схема установки фильтров, при которой выброс вредных веществ в атмосферу уменьшается в большее число раз, чем при обычной установке фильтров.

Для сокращения объема вредных веществ, поступающих в атмосферу с вентиляционными воздухом, отсасываемым от кабин или укрытий, в которых установлено технологическое оборудование, но не находятся люди, предложена схема рециркуляции частично очищенного воздуха [4]. В этом случае вентиляция препятствует повышению концентрации вредных веществ до пределов, при которых могла бы возникнуть опасность пожара и взрыва и большое количество вредных веществ могло бы проникнуть в окружающую среду в случае разгерметизации кабин или укрытий.

На рис. VIII-1 показана схема подачи частично очищенного воздуха в укрытия или кабины.

Воздух, отсасываемый из кабин или укрытий, частично очищается в фильтре. Так как в кабинах не работают люди, то нет необходимости в высоких степенях очистки и допускается рециркуляция воздуха. Подавая частично очищенный воздух с концентрацией меньшей чем в кабине, можно вентилировать кабины рециркуляционным воздухом и таким образом снижать в них концентрацию вредных веществ. Благодаря этому можно снизить скорость воздуха в открываемом рабочем проеме укрытия или двери кабины, чтобы при этом избежать концентрации, превышающие ПДК на рабочих местах (см. гл. II и IV).

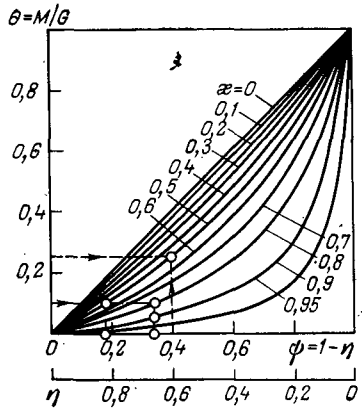


Рис. VIII-3. Изменение относительной величины выброса от доли рециркуляции и эффективности очистки загрязненного воздуха в фильтрах

Рециркуляцию частично очищаемого воздуха можно рассматривать как приближение к замкнутым циклам, исключающим загрязнение атмосферы промышленными выбросами.

Определим величину сокращения валовых выбросов в атмосферу, достигаемую с помощью рециркуляции частично очищенного воздуха.

Введем следующие обозначения:

L — количество воздуха, удаляемого из укрытия или кабины (воздухообмен), м³/ч; $L_в$ — количество воздуха, выбрасываемого в атмосферу, м³/ч; $L_н$ — количество наружного воздуха, подаваемого в кабину, м³/ч; $L_р$ — количество рециркуляционного воздуха, подаваемого в кабину, м³/ч; $\varkappa$ — доля рециркуляционного воздуха, $\varkappa = L_в/L$; $\overline{L} = L_\varkappa/L_{\varkappa=0}$ — отношение количества воздуха, удаляемого из укрытия или кабины при рециркуляции к количеству удаляемого воздуха без рециркуляции; $\overline{L}_в = \overline{L}_н = L_{в\varkappa}/L_{в\varkappa=0}$ — отношение количества воздуха, выбрасываемого наружу и подаваемого в укрытие или кабину при рециркуляции, к количеству воздуха без рециркуляции; G — количество вредных веществ, выделяющихся в укрытии или кабине, г/ч; M — выброс вредных веществ в атмосферу, г/ч; $\theta = M/G$ — коэффициент уменьшения валовых выбросов в атмосферу; η — степень очистки воздуха от вредных веществ в фильтре; $\Psi = 1-\eta$ — относительная коицентрация вредных веществ в воздухе после очистки

$$\Psi = \frac{q_{оч}}{q_{ух}}$$

$q_{оч}$ — концентрация вредных веществ в воздухе после очистки, г/м³; $q_{ух}$ — концентрация вредных веществ в воздухе, удаляемом из укрытия, г/м³; $q_{пр}$ — концентрация вредных веществ в наружном воздухе, подаваемом в помещение, из которого воздух поступает в укрытие, г/м³.

При рециркуляции воздуха необходимый воздухообмен, обеспечивающий в укрытии или кабине концентрацию вредных веществ не выше заданной $q_{ух}$, будет составлять

$$L = \frac{G}{q_{ух} - \varkappa\Psi q_{ух} - (1-\varkappa)\, q_{пр}} \qquad \text{(VIII.1)}$$

Если $q_{пр} = 0$, то формула (VIII.1) упростится и примет вид

$$L = \frac{G}{q_{ух}\,(1-\varkappa\psi)} \qquad \text{(VIII.1')}$$

График (рис. VIII-2, *а*) показывает, во сколько раз необходимо увеличить в укрытии или кабине воздухообмен при разных объемах рециркуляции воздуха.

Количество воздуха, выбрасываемого и приточного, необходимого для компенсации вытяжки при рециркуляции, составит

$$L_в = L_п = L\,(1-\varkappa) = \frac{G}{q_{ух}} \cdot \frac{1-\varkappa}{1-\varkappa\Psi} \qquad \text{(VIII.2)}$$

На рис. VIII-2, *б* показано изменение расхода воздуха, выбрасываемого наружу и подаваемого в помещение в зависимости от количества рециркулируемого воздуха.

Из рис. VIII-2, *а* и VIII-2, *б* видно, что при рециркуляции воздухообмен в укрытии следует увеличить, но количество воздуха, выбрасываемого в атмосферу и необходимого для притока в помещение, уменьшается.

При рециркуляции частично загрязненного воздуха не происходит беспредельного повышения концентрации вредного вещества в укрытии. Если промежуток времени τ стремится к бесконечности, из основного дифференциального уравнения (VI.3) получаем формулу (VIII.1).

Выброс вредных веществ в атмосферу при частичной очистке и рециркуляции составит

$$M = L\,(1-\varkappa)\,\Psi q_{ух} \qquad \text{(VIII.3)}$$

Подставив в (VIII.3) значение L из (VIII.1) и разделив на величину выделений вредных веществ G, получим коэффициент уменьшения валовых выбросов в атмосферу

$$\theta = \frac{(1-\varkappa)\,\Psi}{1-\varkappa\Psi} \qquad \text{(VIII.3')}$$

На рис. VIII-3 приведен график, построенный по формуле, (VIII.3'). Как видно из графика, уменьшить выброс можно не только повышая степень очистки, что дорого, а в ряде случаев и технически невозможно, но и применяя рециркуляцию. Например, уменьшение выброса в 10 раз ($\theta = 0{,}1$) может быть достигнуто без рециркуляции ($\varkappa = 0$) при степени очистки $\eta = 90\%$. Если применить рециркуляцию с возвратом в укрытие 50% воздуха ($\varkappa = 0{,}5$), то необходимая степень очистки воздуха снизится до значения $\eta = 82\%$, а при рециркуляции ($\varkappa = 0{,}8$) — до $\eta = 67\%$ (см. пунктирные линии на рис. VIII-3).

В случаях, когда высокая степень очистки технически неосуществима, значительное сокращение выброса может быть достигнуто только с помощью рециркуляции. Например, если наибольшая достижимая степень очистки $\eta = 60\%$, а выбросы необходимо снизить в 4 раза ($\theta = 0{,}25$), этого можно достичь (см. рис. VIII-3), применяя рециркуляцию при $\varkappa = 0{,}5$.

Если степень очистки воздуха технически не ограничивается и заданы концентрации вредных веществ в воздухе, удаляемом из укрытия $q_{ух}$, количество вредных веществ, выделяющихся из оборудования G, и допустимый выброс их в атмосферу M, то можно определить оптимальную долю рециркуляции $\varkappa$ и степень очистки

η, при которых затраты на устройство и эксплуатацию фильтров и вентиляционных установок будут минимальными.

Проведенные автором расчеты показали, что чем дороже очистные устройства и выше стоимость обработки приточного воздуха (устройство кондиционирования), тем выгоднее большая доля рециркуляции частично очищенного воздуха.

Несмотря на все мероприятия для снижения выбросов вредных веществ в атмосферу (герметизация оборудования, очистка выбрасываемого воздуха, применение рециркуляции), часть загрязненного воздуха все же попадает в приземный слой атмосферы.

Эти количества вредных веществ, во избежание загрязнения ими приземного слоя, должны быть рассеяны в верхних слоях атмосферы. Так как емкость воздушного бассейна ограничена, то валовой выброс от всего промышленного узла в целом и от каждого источника должен быть минимальным и ограничен определенным пределом.

В конце данной главы приведены методы определения предельно допустимых выбросов.

Прежде чем перейти к изложению методов прогнозирования возможного загрязнения приземного слоя атмосферы, рассмотрим классификацию источников загрязнения.

КЛАССИФИКАЦИЯ ИСТОЧНИКОВ ЗАГРЯЗНЕНИЯ ПРИЗЕМНОГО СЛОЯ АТМОСФЕРЫ В ПРОМЫШЛЕННЫХ УЗЛАХ

Источники загрязнений промышленных площадок химических производств могут быть классифицированы по следующим признакам:

по типу систем, из которых выбрасываются вредные вещества;
по расположению источников в потоке ветра;
по температуре выбрасываемой газовоздушной смеси;
по режиму работы во времени;
по степени централизации.

В зависимости от системы, из которой выбрасываются в атмосферу вредные вещества, источники загрязнения подразделяют на технологические и вентиляционные. К технологическим выбросам относятся хвостовые технологические выбросы, выбросы из технологического оборудования при продувке, выбросы из воздушек аппаратов, утечки через неплотности оборудования и сальники.

Технологические выбросы имеют высокую концентрацию вредных веществ и их, как правило, нужно очищать.

Вентиляционные выбросы — это выбросы механической и естественной общеобменной вентиляции и выбросы местной вытяжной вентиляции. Выбросы общеобменной вентиляции характеризуются низким содержанием вредных веществ, в большом объеме загрязненного воздуха. Поэтому при определении загрязнения атмосферы промышленной площадки и окружающих территорий вентиляционные выбросы следует принимать во внимание наряду с технологи-

ческими. Выбросы от местных отсосов по своей характеристике приближаются к технологическим и также должны быть очищены.

Источники выбросов следует по расположению подразделять на высокие и низкие. К высоким относят точечные источники — трубы, высотой более 3,5 $H_{зд}$ ($H_{зд}$ — высота зданий около трубы), согласно опытам при такой высоте источников можно пренебречь влиянием на распространение примесей деформации потока ветра, вызванной строениями. При такой высоте труб на распространении вредных веществ так же мало сказывается турбулентность потока, образующаяся при срывах у острых кромок зданий, и определяющей является турбулентность самой атмосферы (см. в следующем разделе этой главы коэффициент A).

При эффективной высоте выбросов * в пределах $2{,}2\ H_{зд} < H < 3{,}5\ H_{зд}$ имеет место переходная область. В этой области на распространение вредных веществ влияет атмосферная турбулентность и турбулентность, генерированная срывами потока ветра на кромках зданий.

К низким затененным источникам относят такие, эффективная высота выбросов из которых меньше высоты циркуляционной зоны, возникающей над и за зданием. В этом случае выброс загрязняет в первую очередь циркуляционную зону и максимум концентрации вредного вещества наблюдается в пределах этой зоны.

Источники, расположенные в циркуляционной зоне, из которых загрязненный воздух выходит вверх с определенной скоростью или с меньшей плотностью, чем плотность окружающей среды, в зависимости от скорости ветра могут оказаться низкими и высокими.

При большой скорости ветра подъем струи над устьем источника незначителен, струя загрязненного воздуха сдувается потоком ветра в циркуляционную зону. В этом случае источник следует рассматривать как низкий.

По мере уменьшения скорости ветра подъем струи над источником возрастает и при определенной скорости струя загрязненного воздуха будет распространяться вне циркуляционной зоны. Свойство таких низких источников (назовем их источниками I группы) при малых скоростях ветра становиться высокими имеет большое значение для охраны приземного слоя атмосферы от загрязнения.

При штиле, который в целом ряде случаев является наиболее неблагоприятным метеорологическим фактором, загрязненный воздух из источников I группы поднимается вертикально вверх, только несколько больше размываясь по сравнению с турбулентной струей, движущейся в спокойной среде, из-за повышенной турбулентности атмосферы.

---

* Под эффективной высотой выброса $H_э$ понимают сумму геометрической высоты трубы ($H_{тр}$) и высоты подъема струи (Δh) загрязненного воздуха над устьем источника под действием направленного вверх начального импульса струи и сил плавучести, возникающих из-за того, что плотность загрязненного воздуха, вытекающего из источника, меньше плотности окружающей воздушной среды.

При скорости ветра $v \to 0$ в приземном слое концентрации вредных веществ, выбрасываемых из низких источников I группы, будут стремиться к нулю.

Таким образом, для низких источников I группы, так же как и для высоких источников, при $v \to 0$ и $v \to \infty$ концентрации в приземном слое $q \to 0$. Наибольшие концентрации вредных веществ будут при опасной скорости ветра отличной от нуля. Ниже будут приведены формулы для определения опасной скорости ветра.

К II группе будем относить размещенные в циркуляционной зоне низкие выбросы, из которых загрязненный воздух с температурой, близкой к температуре окружающей среды поступает в атмосферу, не имея направленного вверх начального импульса.

Выбросы II группы являются низкими и не переходят при малых скоростях ветра в высокие. К этой группе выбросов относятся выбросы через трубы и крышные вентиляторы с колпаками, через неплотности открыто расположенного оборудования и трубопроводов.

Эти источники особо опасны в отношении загрязнения приземного слоя при малых скоростях ветра (штиле).

По способу вывода загрязненного воздуха в атмосферу выбросы могут быть подразделены на канализированные и неканализированные*. К канализированным относятся выбросы через трубы и шахты. К неканализированным — выбросы через фонари, выделение вредных веществ через неплотности оборудования, а также испарение с открытой поверхности жидкости.

Канализированные выбросы поддаются очистке и контролю. Неканализированные, как правило, не очищают, и контроль их очень затруднен. Для контроля выделений вредных веществ нужно периодически испытывать герметичность открыто расположенного оборудования.

По температуре поступающей в атмосферу газовоздушной смеси выбросы можно подразделить на сильно нагретые $\Delta t = t_{\text{газ}} - t_{\text{окр}} > 100°$ С; на нагретые ($20° \text{С} < \Delta t < 100°$ С), на слабо нагретые ($5° \text{С} < \Delta t < 20°$ С), на изотермические $\Delta t \approx 0$ и охлажденные ($\Delta t < 0$).

К сильно нагретым относятся дымовые газы, горящие факелы на нефтехимических заводах, выбросы из сушилок и другого оборудования, технологические процессы в котором протекают при высокой температуре.

Подъемная сила поднимает нагретые и сильно нагретые выбросы над устьем трубы, что способствует рассеиванию их в атмосфере.

Для предприятий химической промышленности характерны нагретые, слабо нагретые и изотермические выбросы.

Охлажденная газовоздушная смесь может попадать в атмосферу из технологического оборудования, в котором поддерживается

---

* Раньше применялись термины — «организованный» и «неорганизованный» выброс. Эти определения менее точно характеризуют условия вывода загрязненного воздуха в атмосферу.

низкая температура, при истечении газов из оборудования, среда в котором находится под давлением и при низкой температуре, а также при выбросе в летнее время загрязненного воздуха из помещений с кондиционированием воздуха.

Охлажденные выбросы опускаются вниз на крышу здания и территорию промышленной площадки, они рассеиваются наименее интенсивно. Аналогичное явление создается при выбросе в атмосферу воздуха, загрязненного газами или парами, имеющими бо́льшую плотность, чем плотность воздуха. По формуле (V.6) в зависимости от относительной молекулярной плотности газа и его концентрации в воздухе, от избыточной температуры смеси можно определить, будет ли загрязненный воздух легче или тяжелее окружающего атмосферного воздуха.

По режиму работы выбросы подразделяются: на постоянно действующие с равномерным валовым выбросом или меняющимся по определенному закону, периодические и залповые.

При залповых выбросах в воздух за короткий промежуток времени выбрасываются большие количества вредных веществ. Эти выбросы приближаются к мгновенным источникам.

Наиболее изучено распространение вредных веществ от постоянно действующих источников, однако большое практическое значение имеет изучение распространения периодических и залповых выбросов. Разработка методов расчета рассеивания периодических и залповых выбросов на основе имеющихся теоретических работ является актуальной задачей.

По степени централизации выбросы подразделяются на централизованные и децентрализованные. При децентрализованных выбросах почти от каждого технологического агрегата устраивают самостоятельный выброс. В химической промышленности и особенно в таких производствах, как искусственные волокна, в которых на одном производстве имеется значительное число отдельных технологических агрегатов, устройство децентрализованных выбросов приводит к наличию большого числа невысоких труб, выбросы из которых загрязняют приземный слой воздуха на заводской площадке.

К децентрализованным выбросам относят выбросы через фонари, воздушки от химических аппаратов и емкостей, а также утечки вредных газов и паров через неплотности оборудования и коммуникаций открыто расположенных на заводских площадках.

Наличие большого числа низких децентрализованных выбросов загрязняет приземный слой атмосферы и затрудняет забор чистого воздуха для систем приточной вентиляции зданий.

Особенно неблагоприятные условия могут создаваться в приземном слое атмосферы на заводах с открыто расположенным технологическим оборудованием.

По данным замеров на одном нефтехимическом комбинате, на котором все основное технологическое оборудование расположено открыто, было установлено, что по всей высоте, на которой располагается оборудование,

концентрации превышали 0,3 $ПДК_{р.з}$, а в некоторых случаях были даже выше $ПДК_{р.з}$. Такое положение сильно затрудняет выбор места воздухозабора для систем приточной вентиляции зданий, расположенных на заводских площадках с открыто расположенным технологическим оборудованием.

Для того чтобы в соответствии с требованиями СН 245—71 концентрация вредных веществ в приточном воздухе не превышала 0,3 $ПДК_{р.з}$, необходимо, во-первых, снизить валовые выбросы этих веществ в приземный слой. Во-вторых, при проектировании заводов необходимо прогнозировать возможное загрязнение приземного слоя на заводской площадке с тем, чтобы установить воздухозаборы в местах с наименьшими концентрациями вредных веществ в течение года.

При централизованных выбросах загрязненный воздух собирается в одну или две трубы. Высокие централизованные выбросы обеспечивают чистоту воздуха на самой площадке и хорошее рассеивание примеси в высоких слоях атмосферы, где коэффициент турбулентного обмена достаточно велик.

Так, например, в типовом промышленном блоке азотного производства запроектировано два централизованных выброса через трубы высотой 130 м. На заводах вискозного волокна замена невысоких труб от каждой машины на одну высокую трубу, в которую направлялся весь загрязненный воздух, позволила оздоровить воздушную среду.

МЕТОДЫ РАСЧЕТА РАССЕИВАНИЯ В АТМОСФЕРЕ ПРОМЫШЛЕННЫХ ВЫБРОСОВ

Расчетом загрязнения приземного слоя атмосферы промышленными выбросами посвящен ряд работ, в которых предлагались методы рассеивания вредных веществ [5—13].

В нашей стране длительное время для определения концентраций вредных веществ, выбрасываемых из высоких труб, применяли методы расчета, изложенные в [6, 7].

В настоящее время утвержденным Госстроем СССР нормативным документом для расчета распространения вредных веществ из высоких незатененных труб являются Указания [8], разработанные Главной Геофизической обсерваторией им А. И. Воейкова на основе теоретических и экспериментальных исследований [9, 10, 11].

Большие теоретические и экспериментальные исследования по рассеиванию вредных веществ от высоких источников ведутся с помощью 300-метровой метеорологической мачты в Институте экспериментальной метеорологии [12, 13] и в ряде других институтов.

Исследования этих институтов направлены в основном на изучение распространения вредных веществ из высоких труб, через которые в атмосферу поступает бо́льшая часть вредных выбросов: газов и пыли.

На химических заводах имеются высокие трубы, но значительная часть вредных веществ выбрасывается через низкие затененные источники: трубы, шахты, фонари, открыто расположенное технологическое оборудование [14, 15]. Вредные вещества, поступая на

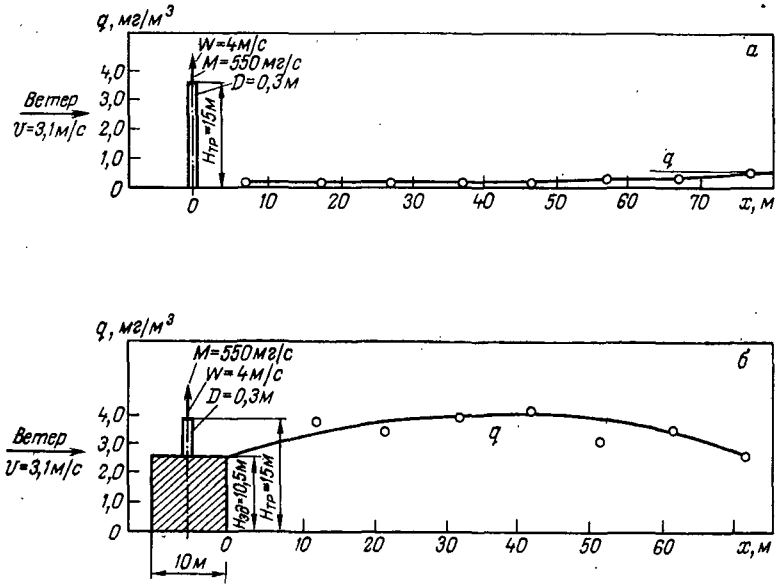


Рис. VIII-4. Распространение вредных веществ от затененных и незатененных источников:

а — незатененный источник — отдельно стоящая труба; *б* — затененный источник — труба над зданием.

заводской площадке непосредственно в приземный слой атмосферы, сильно загрязняют ее.

Несмотря на то, что низкие выбросы по валовому количеству меньше высоких, они имеют доминирующее значение в образовании повышенных концентраций вредных веществ в воздухе заводской площадки.

Процесс распространения вредных веществ из затененных источников отличается от рассеивания вредных веществ из высоких источников.

На рис. VIII-4 для сравнения приведено распределение концентраций вредных веществ при выбросе через отдельно стоящую трубу (незатененный источник) и на той же высоте от земли, но через трубу, расположенную над зданием (затененный источник). В обоих случаях скорость ветра была 3,1 м/с и выбрасывалось одинаковое количество вредного газа — 2 кг/ч = 550 мг/с.

Как по виду, так и по величине кривые концентрации сильно разнятся. При выбросе загрязненного воздуха через отдельно стоящую трубу концентрации в приземном слое в непосредственной близости от трубы незначительны. Они возрастают по мере удаления от трубы, достигая максимума примерно на расстоянии двадцати высот трубы (300 м).

При выбросе вредных веществ над зданием за ним образуется высокая концентрация, которая достигает максимума на расстоя-

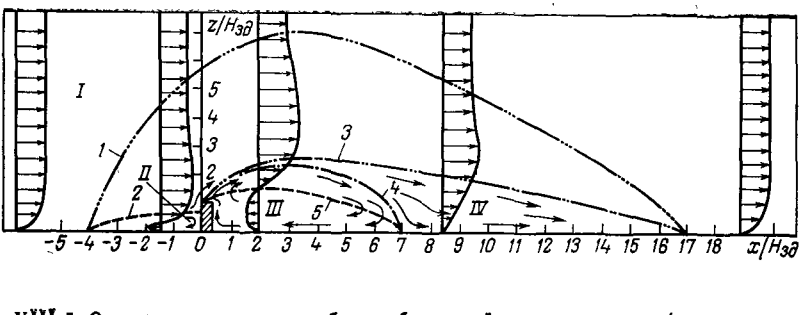


Рис. VIII-5. Основные зоны потока вблизи обдуваемой ветром преграды (узкого здания): *I* — невозмущенный первичный поток; *II* — зона подпора (циркуляционная); *III* — зона аэродинамической тени (циркуляционная); *IV* — зона следа; *1* — граница зоны возмущения; *2* — граница зоны подпора; *3* — граница зоны следа ($v/v_0 = 0{,}95$); *4* — граница циркуляционной зоны аэродинамической тени; *5* — линия нулевых скоростей в зонах аэродинамической тени.

нии 2—3 высоты здания. При этом концентрации, особенно вблизи здания, на заводской площадке во много раз (до 40) больше, чем при выбросе через отдельно стоящую трубу.

Это объясняется различным характером воздушного потока, в котором распространяются пассивные примеси, поэтому сначала рассмотрим аэродинамику обтекания ветром зданий.

Ветер, обдувая здания, наталкивается на него как на преграду. Поток ветра деформируется и вокруг здания образуются зоны с течениями, отличающимися от течения в невозмущенном потоке. Можно, следуя за [5], условно выделить следующие характерные зоны в вертикальной плоскости, проведенной вблизи оси симметрии здания (см. рис. VIII-5):

I — зона невозмущенного потока; II — зона повышенного давления перед зданием (зона подпора); III — зона аэродинамической тени над и за зданием; IV — зона аэродинамического следа за зданием, включая зону аэродинамической тени.

На рис. VIII-5 представлены границы зон в вертикальной плоскости для здания бесконечной длины в направлении, перпендикулярном потоку ветра. Практически можно считать, что уже при $l \geqslant 10\, H_{зд}$ в средней части в пределах $(-l/4) < y < (l/4)$ картина течения воздуха соответствует представленной на рис. VIII-5.

В I зоне невозмущенного потока наблюдается логарифмический профиль скоростей, определяемый степенью шероховатости подстилающей поверхности. Вокруг здания граница невозмущенного потока принимается, исходя из условия: вектор скорости потока не более чем на 5% отличается от вектора скорости на той же высоте в удалении от здания.

II зона (зона подпора) является циркуляционной. У поверхности земли направление потока обратное главному направлению.

III зона также является циркуляционной и у поверхности земли наблюдаются обратные потоки. Границы циркуляционных зон

(II и III) определяются из условия

$$\int_0^{z_{гр}} v dz = 0,$$

где v — скорость потока в точке с координатами x, z; $z_{гр}$ — высота границы циркуляционной зоны в точке на расстоянии x.

IV зона ограничивается изотахой $(v/v_0) = 0{,}95$, где v_0 — скорость ветра в невозмущенном потоке.

При таком условии размеры аэродинамического следа ограничены, длина его вдоль оси составляет около $17H_{зд}$.

Теоретически след (зона, в которой скорости отличаются от скоростей в невозмущенном потоке) простирается до бесконечности.

Скорости в следе асимптотически очень медленно с увеличением расстояния от преграды приближаются к скорости в невозмущенном потоке. Но на большом расстоянии от преграды скорости мало отличаются от соответствующих им в невозмущенном потоке. Поэтому при решении практических задач следует ограничить зону следа изотахой, заданной так, чтобы имеющийся дефицит скорости не оказывал существенного влияния на обтекание последующих зданий и распределение концентраций вредных веществ.

В. В. Поляков и В. П. Титов [16] провели исследование обтекания здания в объемном гидравлическом лотке. Ими определены по высоте и в плане на уровне земли границы зоны подпора и аэродинамической тени, возникающие при обдувании ветром отдельно стоящего узкого здания с $l < 10\ H_{зд}$. Установлено существенное влияние обтекания торцов здания на общую картину течения и на размеры аэродинамических зон.

Наибольшую опасность с точки зрения загрязнения приземного слоя представляет III зона. Размеры этой зоны, так же как и всех остальных зон, зависят от размеров здания, его высоты, длины l, ширины b, профиля скоростей и турбулентности потока ветра.

Численные значения относительных координат зоны аэродинамической тени $(h_{ат}/H_{зд})$ и аэродинамического следа $(h_{ас}/H_{зд})$ за тонкой перегородкой $l \geqslant 10\ H_{зд}$ приведены ниже:

$x/H_{зд}$	0	1	2	3	4	5	6	6,5	7
$h_{ат}/H_{зд}$	1	1,75	2,2	2,1	2	1,8	1,4	1,0	0
$h_{ас}/H_{эд}$	1	1,75	2,3	2,5	2,5	2,4	2,35	2,25	2,2

Если длина здания меньше 10-кратной его высоты, то граница аэродинамического следа и аэродинамической тени понижается, так как чем меньше длина здания, тем больше воздуха обтекает его с торцов.

Ориентировочно границу аэродинамической тени можно определить, помножив ее превышение над зданием $(h_а - H_{зд})$ на уменьшающий коэффициент $\sqrt{0{,}1\ (l/H_{зд})}$.

Значения уменьшающего коэффициента в зависимости от соотношения длины здания к его высоте приведены ниже:

$l/H_{зд}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Уменьшающий коэффициент	0,32	0,45	0,55	0,64	0,71	0,78	0,84	0,9	0,95	1

С увеличением ширины здания (размер вдоль направления ветра) высота аэродинамического следа и аэродинамической тени также понижаются. Это объясняется тем, что широкое здание создает сопротивление обратному потоку воздуха в циркуляционной зоне (аэродинамической тени) и несколько увеличивает разрежение над зданием.

В зависимости от относительной ширины здания $b/H_{зд}$ на координаты границы зон, следует вводить второй уменьшающий коэффициент:

$b/H_{зд}$	1	2	3	4
Уменьшающий коэффициент для зданий $l=(6-10)\,H_{зд}$	1	0,9	0,75	0,5
» » $l=(3-6)\,H_{зд}$	1	0,93	0,85	0,75

Координаты границы зоны подпора при $l \geqslant 10\,H_{зд}$ следующие:

$x/H_{зд}$	0	1	2	3	4
$h_п/H_{зд}$	0,7	0,5	0,4	0,3	0

При $l<10H_{зд}$ высоту границы зоны подпора следует умножить на уменьшающий коэффициент $\sqrt{0{,}1\ (l/H_{зд})}$.

А. РАСЧЕТ РАССЕИВАНИЯ В АТМОСФЕРЕ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ ИЗ ВЫСОКИХ ТРУБ ПО УКАЗАНИЯМ СН 369—74 [8]

Возможное опасное загрязнение приземного слоя атмосферы определяется по наибольшей рассчитанной величине приземной концентрации вредных веществ $q_м$ мг/м^3, которая может установиться при неблагоприятных метеорологических условиях.

Неблагоприятными метеорологическими условиями, которые учитываются в этом расчете, являются опасная скорость ветра и интенсивный вертикальный турбулентный обмен, при которых концентрации достигают максимальной величины.

Условия распространения примесей при инверсиях в СН 369—74 не рассматриваются.

Концентрации вредных веществ, определенные на основе «Указаний», относятся к установившимся условиям распространения вредных веществ в атмосфере над ровной или слабо пересеченной местностью с перепадами высот, не превышающими 50 м и на 1 км в радиусе до 50 высот труб.

Данный метод не применяется для расчета рассеивания вредных веществ в приземном слое атмосферы промышленных площадок при расположении источников загрязнения воздуха в аэродинамической тени, образуемой зданиями и сооружениями.

Максимальную приземную концентрацию вредных веществ $q_м$ для выброса нагретой газовоздушной смеси из одиночного (точечного) источника (трубы) с круглым устьем при неблагоприятных метеорологических условиях на расстоянии $x_м$ м от источника определяют по формуле

$$q_м = \frac{AMFmn}{H^2\sqrt[3]{V\Delta T}} \qquad \text{(VIII.4)}$$

где A — коэффициент, зависящий от температурной стратификации атмосферы и определяющий условия вертикального и горизонтального рассеивания вредных веществ в атмосферном воздухе, $c^{2/3}\cdot мг\cdot К^{1/3}/г$; M — количество вредного вещества, выбрасываемого в атмосферу, г/с; F — безразмерный коэффициент, учитывающий скорость оседания вредных веществ (пыли) в атмосферном воздухе; m и n — безразмерные коэффициенты, учитывающие условия выхода газовоздушной смеси из устья источника выброса; H — высота источника выброса над уровнем земли, м; V — объем газовоздушной смеси, $м^3/с$; ΔT — разность между температурой выбрасываемой газовоздушной смеси $T_г$ и температурой окружающего атмосферного воздуха $T_в$, К.

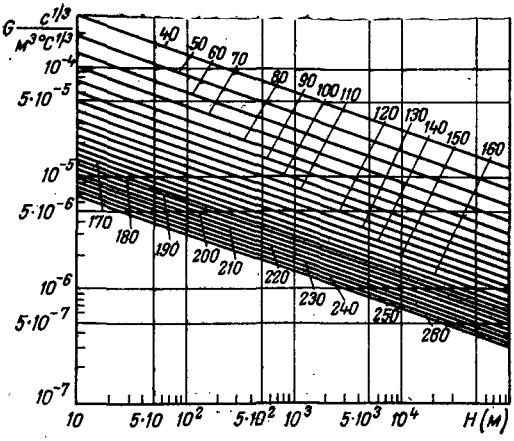


Рис. VIII-6. Номограмма для определения вспомогательной величины G.

Объем газовоздушной смеси определяют по формуле

$$V = \frac{\pi D^2}{4} w \qquad \text{(VIII.5)}$$

где D — диаметр устья источника выброса, м; w — средняя скорость выхода газовоздушной смеси из устья источника выброса, м/с.

Для упрощения определения величины $q_м$ формула (VIII.4) приводится к следующему виду

$$q_м = AMFmnG \qquad \text{(VIII.6)}$$

где G — величина, определяемая по графику, приведенному на рис. VIII-6, $с^{1/3}/(м^3\cdot °С^{1/3})$

$$G = \frac{1}{H^2\sqrt[3]{V\Delta T}} \qquad \text{(VIII.7)}$$

Коэффициент A, $[с^{2/3}\cdot мг\cdot °С^{1/3}/г]$, принимают для неблагоприятных метеорологических условий, при которых концентрации вредных веществ в атмосферном воздухе от источника выброса достигают максимального значения:

для субтропической зоны Средней Азии (лежащей южнее 40° с. ш.) — 240;

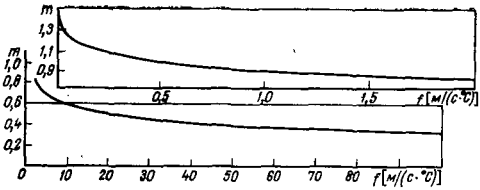


Рис. VIII-7. График для определения значений безразмерного коэффициента m.

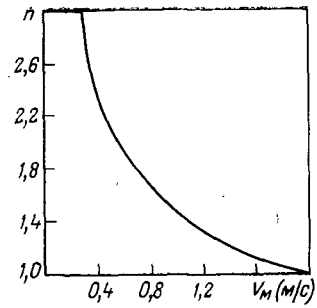


Рис. VIII-8. График для определения безразмерного коэффициента n.

для Казахстана, Нижнего Поволжья, Кавказа, Молдавии, Сибири, Дальнего Востока и остальных районов Средней Азии — 200;

для Севера и Северо-Запада Европейской территории СССР, Среднего Поволжья, Урала и Украины — 160;

для Центральной части Европейской территории СССР — 120.

Величины M и V определяют расчетом в технологической части проекта или принимают в соответствии с действующими для данного производства (процесса) нормативами.

Величину ΔT (в °С) следует определять, принимая температуру окружающего атмосферного воздуха T_0, равной средней температуре наружного воздуха в 13 ч наиболее жаркого месяца года по главе СНиП «Строительная климатология и геофизика», а температуру выбрасываемой в атмосферу газовоздушной смеси $T_г$ — по действующим для данного производства технологическим нормативам.

Величину безразмерного коэффициента F принимают:

а) для газообразных вредных веществ (сернистого газа, сероуглерода и т. п.) и мелкодисперсных аэрозолей (пыли, золы и т. п., скорость упорядоченного оседания которых практически равна нулю) — 1;

б) для пыли и золы (кроме указанных в пункте «а»), если средний эксплуатационный коэффициент очистки равен не менее 90% — 2; от 75 до 90% — 2,5; менее 75% — 3.

Величину безразмерного коэффициента m в зависимости от параметра f, имеющего размерность м/(с²·°С)

$$f = 10^3 \frac{w^2 D}{H^2 \Delta T} \qquad \text{(VIII.8)}$$

находят по графику, приведенному на рис. VIII-7.

Величину безразмерного коэффициента n определяют по графику, приведенному на рис. VIII-8 в зависимости от величины параметра $v_м$, вычисляемого по формуле

$$v_м = 0{,}65 \sqrt[3]{\frac{V \Delta T}{H}} \qquad \text{(VIII.9)}$$

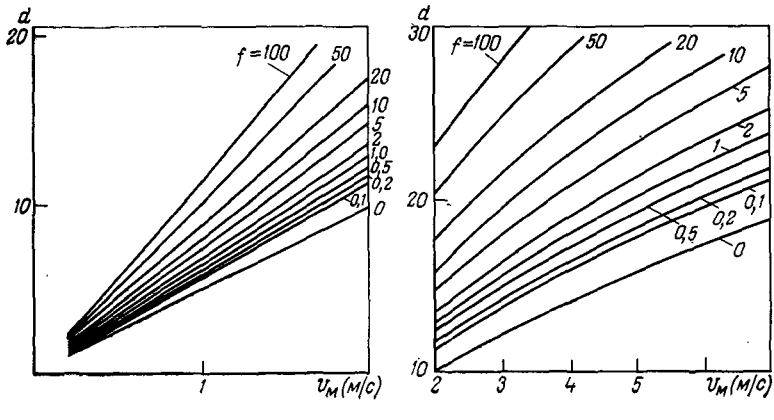


Рис. VIII-9. График для определения значений безразмерного коэффициента d.

Максимальная приземная концентрация вредных веществ $q_м$ при неблагоприятных метеорологических условиях отмечается на оси факела выброса (по направлению среднего ветра за рассматриваемый период) на расстоянии $x_м$ от источника выброса, определяемом по формуле

$$x_м = dH \qquad \text{(VIII.10)}$$

где d — безразмерная величина, определяемая по графику, приведенному на рис. VIII-9.

Когда безразмерный коэффициент $F \geqslant 2$, величину $x_м$ определяют по формуле

$$x_м = \frac{5F}{4} dH \qquad \text{(VIII.11)}$$

Величину опасной скорости ветра $u_м$, м/с на уровне флюгера (обычно 10 м от уровня земли), при которой приземная концентрация вредных веществ в атмосферном воздухе $q_м$ максимальная, принимают равной

при $v_м \leqslant 0{,}5$ $\qquad u_м = 0{,}5$ $\qquad$ (VIII.12)

при $0{,}5 < v_м \leqslant 2$ $\qquad u_м = v_м$ $\qquad$ (VIII.13)

при $v_м > 2$ $\qquad u_м = v_м(1 + 0{,}12\sqrt{f})$ $\qquad$ (VIII.14)

Величину максимальной приземной концентрации вредных веществ $q_м$ для выброса изотермической или слабо нагретой газовоздушной смеси из одиночного источника с круглым устьем при неблагоприятных метеорологических условиях на расстоянии $x_м$ от источника находят по формуле

$$q_м = \frac{AMFn}{H^{4/3}} K \qquad \text{(VIII.15)}$$

где A — коэффициент, имеющий размерность мг·м$^{1/3}$/г и равный по вели-

чине, указанному выше для расчетов по формуле (VIII.4); n — безразмерный коэффициент, определяется по графику рис. VIII-8 в зависимости от величины параметра $v_м$, м/с, вычисляемого по формуле

$$v_м = 1{,}3\frac{wD}{H} \qquad \text{(VIII.16)}$$

K — величина (в с/м²), определяемая по формуле

$$K = \frac{D}{8V} = \frac{1}{7{,}1\sqrt{wV}} \qquad \text{(VIII.17)}$$

Опасную скорость ветра $u_м$ (в м/с) при изотермических выбросах принимают

при $v_м \leqslant 2$ м/с — по формулам (VIII.12) и (VIII.13), а при $v_м > 2$ м/с — по формуле

$$u_м = 2{,}2v_м \qquad \text{(VIII.18)}$$

Безразмерный коэффициент d находят по формулам

при $v_м \leqslant 2$ $$d = 11{,}4v_м \qquad \text{(VIII.19)}$$

при $v_м > 2$ $$d = 16{,}1\sqrt{v_м} \qquad \text{(VIII.20)}$$

Если разность температур ΔT близка к нулю или при расчетах по формуле (VIII.8) параметр $f \geqslant 100$ м/с²·°С, то для таких выбросов расчеты так же должны проводиться, как для изотермических, так как их начальная температура $T_г$ не оказывает существенного влияния на подъем и рассеивание вредностей в атмосфере.

В остальном рассеивание вредных веществ изотермических и слабо нагретых выбросов рассчитывают так же как и нагретых.

Приземную концентрацию вредного вещества q в любой точке местности при наличии N источников определяют как сумму концентраций вредных веществ в этой точке от отдельных источников

$$q = q_1 + q_2 + \ldots + q_N \qquad \text{(VIII.21)}^*$$

где q_1, q_2, . . ., q_N — концентрации вредных веществ, выбрасываемых 1-м, 2-м и N-м источниками, мг/м³.

Рекомендуется при проектировании предприятий, зданий и сооружений предусматривать минимальное число источников выбросов вредных веществ в атмосферу, объединяя удаляемые вредности от ряда источников в одну трубу, шахту.

При расчетах рассеивания в атмосфере вредных веществ, содержащихся в выбросах из нескольких близко расположенных источников, координаты всей группы источников или какой-либо части можно сводить к одной точке — центру их группировки или к месту расположения преобладающего источника загрязнения атмосферы.

---

* Этой формулой можно пользоваться только в том случае, когда концентрация вредного вещества в каждом источнике значительно (на несколько порядков) превышает сумму концентраций в данной точке от нескольких источников.

Величину максимальной суммарной концентрации вредных веществ $q_м$ от N одиночных источников равной высоты, близко расположенных на площадке друг от друга с одинаковыми диаметрами устьев, одинаковыми скоростями выхода в атмосферу газовоздушной смеси и ее перегревами, определяют по формуле

$$q_м = \frac{AMFmn}{H^2}\sqrt[3]{\frac{N}{V_c\Delta T}} \qquad \text{(VIII.22)}$$

где M — суммарное количество вредного вещества, выбрасываемого всеми источниками в атмосферу, г/с; V_c — суммарный объем выбрасываемой всеми источниками газовоздушной смеси, м³/с, определяемый по формуле

$$V_c = NV \qquad \text{(VIII.23)}$$

Величину параметра $v_м$ определяют по формуле

$$v_м = 0{,}65\sqrt{\frac{V_c\Delta T}{NH}} \qquad \text{(VIII.24)}$$

Для упрощенного определения величин $q_м$ для группы близко расположенных друг от друга одинаковых источников допускается использовать формулу (VIII.6) и график, приведенный на рис. VIII-6. При этом на горизонтальной оси координат следует откладывать величину $V_c\Delta T/N$.

В остальном расчет рассеивания вредных веществ в атмосфере для близко расположенных друг от друга одинаковых одиночных источников загрязнения не отличается от расчета рассеивания нагретых выбросов из одиночного источника.

Рассеивание в атмосфере вредных веществ, содержащихся в изотермических выбросах из N близко расположенных друг от друга одинаковых источников, когда $\Delta T = 0$ или значение параметра $f \geqslant 100$ м/с²·°С рассчитывают с использованием формул (VIII.15—VIII.20), причем в формуле (VIII.17) принимают $V = V_c/N$.

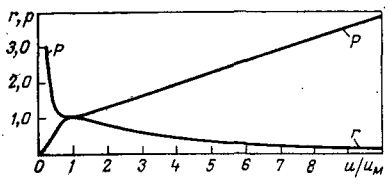


Рис. VIII-10. График для определения значений безразмерных коэффициентов $r_м$ и p.

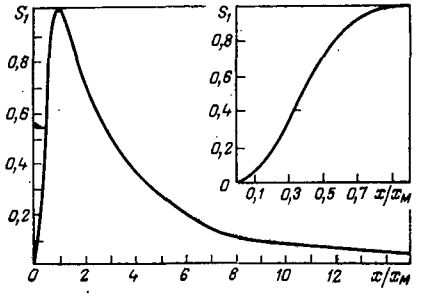


Рис. VIII-11. График для определения безразмерного коэффициента s_1.

Формула (VIII.17) приводится к следующему виду

$$K = \frac{ND}{8V_c} = \frac{1}{7{,}1}\sqrt{\frac{N}{wV_c}} \qquad \text{(VIII.25)}$$

Рассеивание в атмосфере вредных веществ от N источников, имеющих различные параметры выбросов, рассчитывают, начиная с определения для всех источников и каждого вредного вещества максимальных приземных концентраций $q_м$ ($q_{м1}$, $q_{м2}$, . . . , $q_{мN}$) и опасных скоростей ветра $u_м$ ($u_{м1}$, $u_{м2}$, . . . , $u_{мN}$).

Если сумма максимальных приземных концентраций какого-либо вредного вещества $C_м$ от всех источников окажется меньше или равной ПДК ($q_{м1} + q_{м2} + . . . + q_{мN} \leqslant$ ПДК), то (при отсутствии учета суммарного воздействия нескольких вредных веществ или фонового загрязнения атмосферы) дальнейший расчет рассеивания этого вещества в атмосфере необязателен.

Когда сумма максимальных приземных концентраций для каждого вредного вещества от всех источников $q_м$ превышает ПДК, то следует определить средневзвешенную опасную скорость ветра $u_{м.\,с}$ для группы N источников по формуле

$$u_{м.\,с} = \frac{u_{м1}q_{м1} + u_{м2}q_{м2} + . . . + u_{мN}q_{мN}}{q_{м1} + q_{м2} + . . . + q_{мN}} \qquad \text{(VIII.26)}$$

Отдельно для всех вредных веществ, к которым относятся вычисленные $u_{м.\,с}$ (для разных вредных веществ они иногда существенно отличаются), определяют величины $q_{ми}$ и $x_{ми}$. Если $q_{ми}$ рассматриваемого вредного вещества сумма меньше или равняется ПДК, то дальнейшие расчеты рассеивания необязательны.

Если сумма $q_{ми}$ больше ПДК, то при скорости ветра $u = u_{м.\,с}$ рассчитывают суммарные концентрации вредных веществ по формуле (VIII.21) от всех источников и наибольшую из них принимают за максимальную концентрацию $q_м$.

Для того чтобы определить максимальную концентрацию $q_м$, необходимо уметь рассчитывать концентрацию вредных веществ в любой точке рассматриваемой территории и при скорости ветра, отличной от опасной $u_м$. Такая концентрация определяется формулой

$$q_{u,\,x,\,y} = rs_1s_2q_м$$

где r, s_1, s_2 — безразмерные величины, зависящие от следующих соотношений:

$$r = f\left(\frac{u}{u_м}\right), \quad s_1 = f\left(\frac{x}{x_{м_u}}\right),$$

$$s_2 = f\left[u\left(\frac{y}{x}\right)^2\right]$$

При этом $x_{м_u}$ — расстояние по оси факела до точки с максимальной кон-

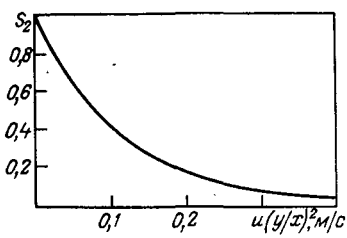


Рис. VIII-12. График для определения значений безразмерного коэффициента s_2.

центрацией при скорости ветра u

$$x_{м_u} = px_м$$

где p — безразмерная величина, зависящая от отношений $u/u_м$.

Указанные четыре безразмерные величины определяются по графикам $r = f(u/u_м)$ и $p = f(u/u_м)$ — рис. VIII-10; $s_1 = f(x/x_{м_u})$ — рис. VIII-11; $s_2 = f[u(y/x)^2]$ — рис. VIII-12.

Таким же способом могут быть определены на площадке с многими источниками загрязнения концентрации вредных веществ в заданных точках (например, в местах воздухозаборов).

Б. РАСЧЕТ РАССЕИВАНИЯ В АТМОСФЕРЕ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ ОТ НИЗКИХ ЗАТЕНЕННЫХ ИСТОЧНИКОВ

Низкие затененные источники — трубы и шахты, фонари над зданиями, открыто установленное технологическое оборудование — выбрасывают вредные вещества непосредственно в приземный слой атмосферы, загрязняя его.

На больших химических комбинатах и окружающих их территориях поле концентрации вредных веществ создают выбросы из высоких и низких источников. При этом доля каждого из источников в образовании концентрации существенна, хотя валовый выброс из низких источников меньше, чем у высоких.

Единого метода расчета рассеивания вредных веществ, охватывающего все виды источников, в настоящее время не имеется и создание такого метода является насущной задачей ближайшего будущего.

Предлагаемый метод расчета рассеивания вредных веществ от низких источников является дальнейшим совершенствованием ранее применяемых методов, в нем устраняются различия в расчетах рассеивания от высоких и низких источников.

Одним из основных методических расхождений является разный подход к определению расчетной скорости ветра.

В Указаниях СН 369—74 предложено принимать в расчетах опасную скорость ветра, при которой наблюдаются максимальные концентрации вредных веществ в приземном слое атмосферы.

В ранее рекомендованных методах и действовавших нормативах [17, 18] для расчета загрязнения приземного слоя от низких затененных источников принимали по рекомендации Госсанинспекции расчетную скорость ветра $v = 1$ м/с.

Такая рекомендация, данная в 1965 г., в некоторой мере соответствовала метеорологическим условиям, характерным для местностей, в которых в то время строились промышленные объекты.

Тогда в основном проектировались объекты, расположенные

в Европейской части Советского Союза, где продолжительность штиля * сравнительно невелика.

В настоящее время значительная часть химических комбинатов и заводов будет строиться в Восточной Сибири и в южной части страны. В этих районах преобладает штиль. Ниже в качестве примера приведена продолжительность штиля в процентах для зимнего (январь) и летнего (июль) периодов по данным СНиП II-А.6—7_2 в некоторых пунктах районов, где возможно строительство:

	Повторяемость штиля			Повторяемость штиля	
	зимой	летом		зимой	летом
Братск	30	13	Минусинск	60	31
Верхоянск	70	37	Нерчинск	86	49
Ереван	66	28	Фергана	27	26
Зима	46	21	Чита	65	42
Магнитогорск	39	23	Якутск	49	16

Ниже указаны некоторые пункты, в которых по данным СНиП II-А.6—62 значительна повторяемость (в %) скоростей ветра от 0 до 1 м/с зимой (январь) и летом (июль):

	Повторяемость скоростей ветра от 0 до 1 м/с			Повторяемость скоростей ветра от 0 до 1 м/с	
	зимой	летом		зимой	летом
Барнаул	41,2	33,4	Тбилиси	50,1	43,5
Благовещенск	46,9	33,6	Тобольск	28,1	31,3
Краснодар	34,8	45,3	Тюмень	18,5	23,1
Нахичевань	70,7	30,4	Хабаровск	51,8	32,7
Сухуми	53,1	65,0	Чита	83,4	66,0

Интересно отметить, что в Москве при сравнительно малой продолжительности штиля — 7% (в январе) и 12% (в июле), продолжительность скоростей ветра меньше 1 м/с составляет 24,8% (в январе) и 30,9% (в июле).

Таким образом, расчет рассеивания вредных веществ от низких выбросов во всех случаях при скорости ветра $v = 1$ м/с может привести к занижению расчетных концентраций.

Для устранения возможных ошибок и для унификации расчетов загрязнения рекомендуется расчет рассеивания вредных веществ от низких затененных источников проводить так же, как и для высоких выбросов, по опасной скорости ветра.

Выше при классификации источников выбросов было отмечено, что низкие источники следует подразделить на 2 группы.

I группа — низкие источники, загрязненный воздух из которых выходит вверх с определенной скоростью;

* Штилем считается состояние атмосферы, когда скорость ветра не превышает 0,5 м/с и нет главного направления его движения.

II группа — низкие выбросы, загрязненный воздух из которых не имеет направленного вверх импульса.

В распространении вредных веществ от низких источников II группы следует рассматривать два режима.

1-й — имеется направленный поток ветра с определенной скоростью ($v > 0{,}5$ м/с). Распространение вредных веществ при этом режиме изучалось в работах [19, 20, 21].

В предложенных в этих работах формулах для определения концентрации вредных веществ в приземном слое скорость ветра входит в знаменатель. Во избежание нереального результата при $v \to 0$ концентрация вредного вещества в приземном слое стремится к бесконечности или к концентрации в источнике C_0, необходимо ограничить применение этих формул минимальным значением скорости ветра v. За такое минимальное значение скорости ветра следовало бы принять $v = 0{,}5$ м/с, при которой пульсационные скорости становятся одного порядка со скоростью главного направления потока ветра и наблюдается состояние атмосферы, называемое штилем.

Для расчета распространения вредных веществ при этом режиме на основе работ [20, 21] составлены рекомендации [22].

2-й режим распространения вредных веществ от низких выбросов II группы наступает при штиле ($v < 0{,}5$ м/с). Для ориентировочного определения поля концентраций при штиле может быть использована методика, опубликованная в книге [23].

Если рассмотреть диффузию от точечного источника, расположенного на высоте H от поверхности земли, то получается формула для определения концентрации в приземном слое в точках на разных расстояниях от источника (r) и высоте от земли (z).

$$q = \frac{M}{4\pi A}\left[\frac{1}{\sqrt{(z-H)^2 + r^2}} + \frac{1}{\sqrt{(z+H)^2 + r^2}}\right] \qquad \text{(VIII.27)}$$

Концентрацию на поверхности земли ($z = 0$) можно определить по формуле

$$q = \frac{M}{2\pi A\sqrt{H^2 + r^2}} \qquad \text{(VIII.28)}$$

в уравнениях (VIII.27) — (VIII.28); M — количество выделяющихся вредных веществ, мг/с; A — коэффициент турбулентного обмена, м^2/с.

Для расчетов рекомендуется принимать минимальное значение коэффициента турбулентного обмена $A = 0{,}05$ м^2/с, ниже которого в атмосфере этот коэффициент может быть только в очень редких случаях.

По формулам (VIII.27) и (VIII.28) можно определять максимальные концентрации вредных веществ от низких источников II группы при неблагоприятных метеорологических условиях (штиле). Так как концентрация вблизи источника не может быть больше, чем в источнике (C_0), то указанные формулы действительны при начальном радиусе r_0, определяемом из условия $C \leqslant C_0$.

В соответствии с требованиями строительных норм и правил необходимо устройство беспрепятственного выброса загрязненного воздуха в атмосферу вертикально вверх через шахты и трубы без зонтов (СНиП II-33—75, пункт 4.62). Поэтому рассмотрим уточненный метод расчета из низких источников I группы, то есть имеющих направленный вверх начальный импульс (трубы и шахты) или выходящий в атмосферу загрязненный воздух имеет меньшую плотность (фонари).

Опасная скорость ветра при выбросе загрязненного воздуха из низких затененных труб I группы и фонарей была определена исходя из уравнения движения потока ветра; уравнения распространения примеси в потоке воздуха; опытных зависимостей подъема факела, выходящего из трубы и аэрационного фонаря; опытной зависимости максимальной концентрации в приземном слое от высоты выброса загрязненного воздуха; опытных данных о распределении скоростей ветра над зданием.

Рассмотрим сначала уточненный метод расчета рассеивания вредных веществ из низких затененных труб или шахт.

За исходную для определения максимальной концентрации (в мг/м^3) примем формулу, опубликованную в первых изданиях книги

$$q_м = \frac{KM}{vH_{зд}^2} \qquad \text{(VIII.29)}$$

где M — количество выбрасываемого вредного вещества, мг/с; v — скорость ветра в невозмущенном потоке на высоте флюгера (10 м), м/с; $H_{зд}$ — высота здания, м; K — численный коэффициент.

В первых изданиях книги было дано частное значение коэффициента $K/3{,}6^* = 0{,}57$ для соотношения параметров $H_{тр}/H_{зд} = 1{,}2$, $l/H_{зд} = 4$, $b/H_{зд} = 2$. Проведенные позже экспериментальные исследования дали возможность установить зависимость численного коэффициента K от превышения выброса загрязненного воздуха над зданием и от соотношения размеров здания

$$K = K_h K_{l_т} \qquad \text{(VIII.30)}$$

где K_h — коэффициент, зависящий от превышения струи загрязненного воздуха над зданием; $K_{l_т}$ — коэффициент, зависящий от соотношения размеров здания ($l/H_{зд}$).

Для коэффициента K_h экспериментально при $h_э < 1{,}2$ найдена зависимость

$$K_h = 2{,}05e^{-0{,}61 \cdot h_э^{-2}} \qquad \text{(VIII.31)}$$

где $h_э$ — относительная эффективная высота превышения факела загрязнен-

* Множитель 1/3,6 получается из-за того, что в первых изданиях книги M г/ч, а в настоящем — M мг/с.

ного воздуха, выходящего из трубы, над зданием

$$\bar{h}_э = \frac{h_{тр} - H_{зд} + \Delta h}{H_{зд}} \qquad \text{(VIII.32)}$$

$h_{тр}$ — высота трубы от уровня земли, м; Δh — превышение факела над устьем трубы, м.

В формуле (VIII.32) учитывается не только высота трубы, но и подъем факела над устьем трубы силами инерции струи, выходящей из трубы с вертикальной составляющей скорости w.

Так как температура вентиляционного воздуха, выбрасываемого через трубы в атмосферу, обычно мало отличается от температуры окружающей среды, то для упрощения расчета можно пренебречь подъемной силой, образующейся разностью температур, и считать, что подъем струи определяется формулой

$$\Delta h = \frac{\alpha D w}{\varphi v} \qquad \text{(VIII.33)}$$

где α — коэффициент; D — диаметр устья трубы, м; w — вертикальная направленная вверх составляющая скорости выхода загрязненного воздуха, м/с; φ — коэффициент скорости потока ветра.

Зависимость коэффициента φ от высоты трубы над зданием приведена ниже:

$h = \frac{h_{тр} - H_{зд}}{H_{зд}}$	0	0,25	0,5	0,75	1,0	1,2
φ	0,8	1,0	1,1	1,2	1,4	1,4

Примечание. Для зданий, расположенных среди застройки, и для широких зданий одной высоты $\varphi = 1{,}2$. Для зданий, находящихся в зоне аэродинамической тени впереди стоящего здания или в зоне подпора, $\varphi = 0{,}6$.

Согласно применяемой в настоящее время теории турбулентных струй получается, что величина подъема Δh увеличивается по мере удаления (вдоль горизонтальной оси x) сносимой ветром струи от устья трубы.

Но интенсивность подъема струи быстро падает по мере увеличения расстояния x. Поэтому, не делая значительной ошибки в формуле для подъема струи, можно не учитывать расстояния x, принимая как это предложил Сеттон [6] за величину подъема Δh высоту, на которой угол наклона оси струи к горизонту равен 10°.

Предложение не ставить Δh в зависимость от x, упрощающее расчет, можно считать приемлемым тем более, что опыты по наблюдению за дымовыми факелами из труб не показали беспредельного его повышения [11].

Расхождение между теорией и опытом можно объяснить тем, что во-первых, в применяемой теории турбулентных струй не учитывается турбулентность окружающей среды и, во-вторых, в теоретическом выводе не принималась во внимание возможная стратификация атмосферы. Высокая турбулентность окружающей среды (значительно превышающая создаваемую струей в нетурбулизиро-

ванной среде) приводит к подмешиванию к струе больших масс воздуха. Поэтому скорость в струе, в том числе и ее вертикальная составляющая, будут малые, так как при постоянстве количества движения скорость обратно пропорциональна расходу.

По этим соображениям и в соответствии с опытными данными коэффициент α в формуле (VIII.33) рекомендуется принимать переменным и равным $\alpha = 1{,}9$ (см. [24], где приведено сравнение результатов опытов, проведенных рядом авторов в аэродинамических трубах, с малыми коэффициентами турбулентности). Можно считать, что малая турбулентность среды в атмосфере может наблюдаться при скорости ветра до $v = 2$ м/с.

При больших скоростях ветра на затухание струи будет сказываться турбулентность среды. Согласно опытным данным [11] в атмосфере при скорости ветра около $v = 4$ м/с коэффициент $\alpha \cong 1{,}5$.

С достаточной степенью точности в пределах скорости ветра от 2 до 5 м/с можно аппроксимировать опытное значение α формулой

$$\alpha = 2{,}3 - 0{,}4\frac{v}{v_0} \tag{VIII.34}$$

Подставляя в эту формулу значение скорости $v_0 = 2$ м/с, получим

$$\alpha = 2{,}3 - 0{,}2v \tag{VIII.35}$$

где 0,2 — коэффициент, имеющий размерность обратную размерности скорости, с/м.

С учетом (VIII.33) — (VIII.35) эффективная высота будет равна

$$\bar{h}_э = \frac{h_{тр} - H_{зд}}{H_{зд}} + \frac{\alpha D w}{\varphi v H_{зд}} = \bar{h} + \frac{\alpha \bar{D} w}{\varphi v} \tag{VIII.36}$$

где $\bar{h} = (h_{тр} - H_{зд})/H_{зд}$, $\bar{D} = D/H_{зд}$.

при $v < 2$ м/с

$$h_э = \bar{h} + \frac{1{,}9\bar{D}w}{\varphi v} \tag{VIII.37}$$

при $2 < v < 5$ м/с

$$h_э = \bar{h} + \frac{(2{,}3 - 0{,}2v)\,\bar{D}w}{\varphi v} = \bar{h} - \frac{0{,}2\bar{D}w}{\varphi} + \frac{2{,}3\bar{D}w}{\varphi v} =$$

$$= \bar{h}' + \frac{2{,}3\bar{D}w}{\varphi v} \tag{VIII.37'}$$

где $\bar{h}' = \bar{h} - 0{,}2\ \bar{D}w/\varphi$.

Подставляя (VIII.31) и (VIII.36) в (VIII.29), получим для $v < 2$ м/с

$$q_м = \frac{2{,}05 M K_{l_т} e^{-0{,}61\left(\bar{h} + \frac{1{,}9\bar{D}w}{\varphi v}\right)^2}}{H_{зд}^2 v} \tag{VIII.38}$$

Продифференцировав зависимость (VIII.38) по v и приравняв первую производную нулю, получим уравнение для определения опасной скорости ветра, решив которое, найдем

$$v_м = \frac{3{,}8Dw}{\varphi H_{зд}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\bar{h}^2 + 3{,}3} - \bar{h}} = \frac{3{,}8Dw}{\varphi H_{зд}} B(\bar{h}) \qquad \text{(VIII.39)}$$

где $B(\bar{h}) = 1/\sqrt{\bar{h}^2 + 3{,}3} - \bar{h}$. Численное значение $B(\bar{h})$ приведено в табл. VIII.1.

Если по формуле (VIII.39) опасная скорость будет больше 2 м/с, то максимальную концентрацию и опасную скорость ветра следует рассчитывать по формуле

$$q_м = \frac{2{,}05MK_{l_т} e^{-0{,}61\left(\bar{h}' + \frac{2{,}3\bar{D}w}{\varphi v}\right)^2}}{H_{зд}^2 v} \qquad \text{(VIII.38')}$$

и соответственно опасная скорость ветра

$$v_м = \frac{4{,}6Dw}{\varphi H_{зд}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\bar{h}^2 + 3{,}3} - \bar{h}'} = \frac{4{,}6Dw}{\varphi H_{зд}} B(\bar{h}') \qquad \text{(VIII.39')}$$

Численное значение коэффициента $B(\bar{h}')$ берем также по табл. VIII.1, считая за аргумент $\bar{h}'$. Необходимо отметить, что при значении $v = 2$ м/с по формулам (VIII.33) и (VIII.39) и по формулам (VIII.38') и (VIII.39') получают соответственно одинаковые результаты.

Подставляя выражение для опасной скорости в формулу (VIII.38), получим

$$q_м = \frac{aM\varphi EK_{l_т}}{Dw H_{зд}} \qquad \text{(VIII.40)}$$

где a — коэффициент, равный при $v < 2$ м/с, $a = \frac{2{,}05}{3{,}8} = 0{,}54$; при $v > 2$ м/с, $a = \frac{2{,}05}{4{,}6} = 0{,}45$; E — коэффициент, зависящий от h при $v < 2$ м/с и от $\bar{h}'$ при $v > 2$ м/с

$$E = \frac{\sqrt{\bar{h}^2 + 3{,}3} - \bar{h}}{e^{0{,}15\left(\sqrt{\bar{h}^2 + 3{,}3} + \bar{h}\right)^2}}$$

Значение величины $E(\bar{h})$ и $E(\bar{h}')$ дано в табл. VIII.1.

Поправочный коэффициент $K_{l_т}$ в формулах для определения максимальной концентрации приведен на с. 262.

ТАБЛИЦА VIII.1 Значения коэффициентов B и E

$\bar{h}$ или $\bar{h}'$	B	E	$\bar{h}$ или $\bar{h}'$	B	E
0	0,55	1,11	0,6	0,77	0,51
0,05	0,57	1,04	0,7	0,81	0,44
0,1	0,58	1,0	0,8	0,85	0,37
0,2	0,62	0,88	0,9	0,89	0,31
0,3	0,65	0,78	1,0	0,93	0,26
0,4	0,68	0,68	1,1	0,97	0,22
0,5	0,72	0,59	1,2	1,02	0,18

Коэффициенты $K_{l_т}$ и $K_{l_ф}$, учитывающие изменение максимальной концентрации в приземном слое в зависимости от относительной длины зданий ($l/H_{зд}$), приведены ниже:

$l/H_{зд}$	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	1
$K_{l_т}$	1,2	1,3	1,15	1,0	0,8	0,65	0,5	0,35	0,28	0,23
$K_{l_ф}$	—	0,9	1,0	1,15	1,3	1,45	1,65	1,8	2,1	2,2

В таблице (VIII.2) в качестве примеров приведены рассчитанные по формуле (VIII.39) величины опасных скоростей ветра для случая выброса вредных веществ через трубы над зданием с высотой $H_{зд} = 10$ м при разной высоте труб, их диаметре и вертикальной составляющей скорости выхода из них загрязненного воздуха.

Как видно из табл. VIII.3, опасные скорости ветра меняются в зависимости от конкретных условий в большом диапазоне (на 1 порядок) и, следовательно, принимать одно значение расчетной скорости ветра во всех случаях, как это делалось раньше, не следует.

Приведем пример расчета концентрации в приземном слое атмосферы за узким зданием высотой $H_{зд} = 15$ м. Превышение трубы над зданием 1 м, $\bar{h} = 0{,}067$; количество вредного вещества, выбрасываемого вытяжной вентиляционной установкой, $M = 1$ г/с, расход воздуха $L = 2\,000$ м³/ч $= 0{,}555$ м³/с.

Опасную скорость ветра и концентрацию вредного вещества в приземном слое атмосферы рассчитаем для трех вариантов:

а) при скорости выхода загрязненного воздуха из трубы $w = 5$ м/с; на трубе зонта нет и воздух выходит вертикально направленной струей;

ТАБЛИЦА VIII.2. Примеры расчета опасной скорости

$H_{зд}$	D	$\bar{h}$	w	φ	$v_м$	$H_{зд}$	D	$\bar{h}$	w	φ	$v_м$
10	1,0	0,5	8	1,1	2,15	10	0,3	0,2	16	1,0	1,12
10	0,5	0,5	8	1,1	1,08	10	0,2	0,2	6	1,0	0,28
10	0,6	0,2	16	1,0	2,25	10	0,15	0,2	6	1,0	0,22

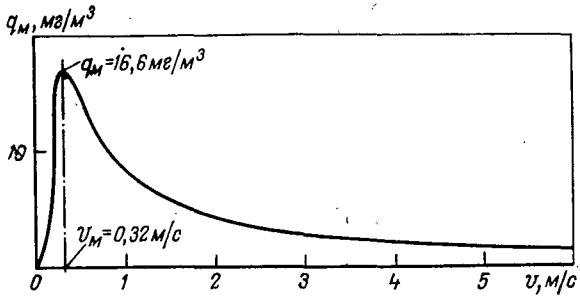


Рис. VIII-13. Зависимость максимальной концентрации в приземном слое от скорости ветра.

б) воздух выходит из трубы вертикально вверх со скоростью, определенной из условия — опасная скорость ветра $v = 1$ м/с;

в) на трубе установлен зонт; вектор скорости выходящего из трубы загрязненного воздуха направлен горизонтально; вертикальная составляющая скорость $w = 0$.

Результаты расчета опасной скорости ветра и максимальной концентрации по формулам (VIII.39) и (VIII.40) сведены в табл. VIII.3.

ТАБЛИЦА VIII.3. Результаты расчета опасной скорости и максимальной концентрации вредных веществ

Вариант	L, м³/с	$H_{зд}$, м	$\bar{h}$	φ	D, м	w, м/с	B	E	$v_м$, м/с	$q_м$, мг/м³
а	0,555				0,375	5			0,32	16,6
б	0,555	15	0,067	0,85	0,12	49	0,57	1,03	1,0	5,32
в	0,555				—	0			0	$q_м \to \infty$

Примечания: 1. При заданной скорости w выхода воздуха из трубы ее диаметр определяется по формуле

$$D = \sqrt{\frac{4L}{\pi w}} \qquad \text{(VIII.41)}$$

2. При заданной опасной скорости ветра выходной диаметр конфузора (D) на трубе и скорость выхода воздуха определяется совместным решением уравнений (VIII.39) или (VIII.39′) и (VIII.41).

3. В случае установки на трубе зонта диаметр трубы существенно не влияет на распространение вредных веществ.

4. В варианте «в» опасная скорость ветра $v_м = 0$ и рассчитанная по формуле VIII.38 максимальная концентрация $q_м \to \infty$. Если в формуле учесть начальную концентрацию и считать

$$q_м = \frac{KM}{vH_{зу}^2 + KL}, \text{ то при скорости ветра } v_м = 0$$

$$q_м = \frac{M}{L} = \frac{1000}{0{,}555} = 1820 \text{ мг/м}^3.$$

Таким образом, максимальная концентрация в атмосфере у источника в 110 раз превосходит максимальную концентрацию в атмосфере в случае отсутствия зонта (вариант «а») и в 340 раз больше в сравнении с вариантом «б» факельный выброс.

Этот пример наглядно убеждает во вреде установки зонтов и колпаков на трубах, через которые в атмосферу выбрасывается загрязненный воздух.

На рис. VIII-13 в качестве примера приведено изменение концентраций в зависимости от скорости ветра для варианта *а*.

По результатам расчетов можно сделать следующие выводы:

1. Расчет максимальной концентрации по формулам, не учитывающим подъема струи выходящего из трубы загрязненного воздуха, при скорости ветра $v = 1$ м/с, как правило, дает заниженные в 1,5—2 раза результаты.

2. Для того чтобы расчетную скорость ветра принимать $v = 1$ м/с, необходимо, чтобы в данном случае был факельный выброс с вертикальными составляющими скорости выхода из трубы порядка 20—80 м/с.

3. Расчет по формулам, не учитывающим подъема струи, не ориентирует проектировщиков на правильное устройство выброса. По этим формулам получаются одинаковые расчетные концентрации как при отсутствии на трубах зонтов, так и тогда, когда они есть.

Установка зонтов приводит к значительному загрязнению приземного слоя атмосферы. Поэтому, как правило, зонты на трубах, через которые выбрасывается загрязненный воздух, ставить не следует.

4. Вертикальная составляющая скорости выхода загрязненного воздуха из трубы существенно влияет на величину концентрации вредных веществ в приземном слое при малых скоростях ветра (до 2 м/с). С увеличением скорости ветра это влияние уменьшается и при $v = 5$—6 м/с различие составляет единицы процента.

Воспользуемся результатами опыта, приведенными на рис. VIII-4, для дополнительной проверки формулы, определяющей максимальную концентрацию вредного вещества при выбросе загрязненного воздуха через низкую затененную трубу.

В соответствии с данными, приведенными на рис. VIII-4, *б*, параметры, входящие в формулу (VIII.38), имеют следующие значения:

$$\bar{h} = \frac{15 - 10{,}5}{10{,}5} = 0{,}43; \text{ при } \bar{h} = 0{,}43 \ \varphi = 1{,}07 \text{ (см. с. 259);}$$

$$\bar{D} = \frac{0{,}3}{10{,}5} = 0{,}0285; \quad \bar{h} = 0{,}43 - \frac{0{,}2 \cdot 0{,}0285 \cdot 4}{1{,}07} = 0{,}41;$$

при $\frac{l}{H_{зд}} = 3{,}5$ $K_{l_т} = 1{,}08$ (см. с. 262); $w = 4$ м/с; $v = 3{,}1$ м/с

При данных параметрах максимальная концентрация в приземном слое на заводской площадке будет по формуле (VIII.38′).

$$q_м = \frac{2{,}05 \cdot 550 \cdot 1{,}08 e^{-0{,}61\left(0{,}41 + \frac{2{,}3 \cdot 0{,}0285 \cdot 4}{1{,}07 \cdot 3{,}1}\right)^2}}{10{,}5^2 \cdot 3{,}1} = 3{,}2 \text{ мг/м}^3$$

Как видно из рис. VIII-4, *б* наибольшие концентрации вредного вещества в опыте находились в пределах 3—4 мг/м³. Таким образом, концентрация, рассчитанная по формуле (VIII.38′), составленной на основе осреднения данных многих опытов, удовлетворительно совпадает с результатами рассматриваемого опыта. Наряду с этим следует подчеркнуть, что расчеты по указанной формуле не приводят к завышенным результатам.

В рассматриваемом случае опасной скоростью ветра согласно формуле (VIII.39) будет

$$v_м = \frac{3{,}8 \cdot 0{,}3 \cdot 4}{1{,}07 \cdot 10{,}5} \quad 0{,}69 = 0{,}285 \text{ м/с}$$

где $B\,(\bar{h}) = 0{,}69$ при $\bar{h} = 0{,}43$ (см. табл. VIII.1).

Максимальную концентрацию при $v_м$ определяем по формуле

$$q_м = \frac{0{,}54 \cdot 550 \cdot 1{,}07 \cdot 0{,}65 \cdot 1{,}08}{0{,}3 \cdot 4 \cdot 10{,}5} = 17{,}9 \text{ мг/м}^3$$

где $E = 0{,}65$ при $\bar{h} = 0{,}43$ (см. табл. VIII.1).

Эта максимальная концентрация значительно больше, чем при скорости ветра $v = 3{,}1$ м/с, принятой в опыте. Но надо заметить, что несмотря на то, что опасная скорость ветра меньше скорости $v = 3{,}1$ м/с почти в 11 раз, концентрация возросла только в 5,7 раза. Такое отсутствие пропорциональности концентрации величине $1/v$ неоднократно наблюдалось в опытах и объясняется изменением высоты подъема выходящего из трубы загрязненного воздуха при изменении скорости ветра. При уменьшении скорости ветра, как это имеет место в рассматриваемом примере, высота подъема струи загрязненного воздуха увеличивается.

Опасная скорость ветра может быть и очень большой при малой высоте отдельно стоящей трубы H (см. формулу VIII.9), малой высоте здания (см. формулу VIII.39), а также при малом превышении высоты трубы, расположенной вне зоны аэродинамической тени, над зданием большой ширины. Если $H \to 0$, $H_{зд} \to 0$ или $H - H_{зд} \to 0$, то $v_м \to \infty$. При бесконечно большой скорости ветра выходящая из трубы струя загрязненного воздуха будет сразу повернута и прижата к поверхности. Точка максимума концентрации будет у источника. Опасная скорость, стремящаяся к бесконечности, будет в этом случае только в точке у источника. Для точек, удаленных от трубы, опасная скорость не равна бесконечности и уменьшается по мере удаления от трубы.

Опасная скорость ветра очень большая и даже стремящаяся к бесконечности указывает только на то, что в данной точке с увеличением скорости ветра, концентрация не понижается, а повышается. В расчет в этом случае надо принимать среднюю наибольшую скорость ветра для данной местности (см. табл. 7 СНиП II-А.6—72 «Строительная климатология и геофизика»).

Исходя из предпосылок аналогичных, примененным при выходе формулы для расчета рассеивания вредных веществ из труб, находящихся в зоне аэродинамической тени, рассмотрим уточненный метод расчета рассеивания вредных веществ из аэрационных фонарей.

За исходную примем формулу, опубликованную в первых изданиях книги

$$q = \frac{Km}{H_{зд} v} \qquad \text{(VIII.42)}$$

где m — количество вредных веществ, выбрасываемых через обе створки фонаря на 1 пог. м длины, мг/(с·м); $H_{зд}$ — высота здания, м; v — скорость ветра в невозмущенном потоке на высоте флюгера — (10 м), м/с; K — коэффициент пропорциональности.

В первых изданиях книги было дано частное значение коэффициента, равное $\left(\frac{1}{3{,}6}\right)\mathrm{K} = 0{,}16$, которое соответствовало зданиям с большими избытками тепла [более 116 Вт/м³ (100 ккал/м³·ч)] и длиной $l = 3H_{зд}$. Переводный множитель 1/3,6 получается в связи с тем, что в первых изданиях книги валовый выброс m был выражен г/(ч·м), а в настоящем в мг/(с·м).

Для того чтобы получить более обобщенную формулу, введем в (VIII.42) следующие поправки:

а) Поправку К, учитывающую подъем Δh, выходящего из фонаря воздуха из-за его перегрева. Исходя из критерия K (см. гл. II и V) и из работ [5, 11], подъем Δh можно выразить формулой

$$\Delta h = \frac{\mu Q}{v_1^3} \qquad \text{(VIII.43)}$$

где μ — опытный коэффициент, м⁵/(с³·кВт) или м⁵/(с²·ккал); Q — количество избытков тепла в воздухе, уходящем через фонарь на 1 пог. м его длины, кВт/м (ккал/м·с); v_1 — средняя скорость ветра над фонарем в пределах одной высоты здания; $v_1 = \varphi v$, где φ — коэффициент скорости.

В цехах с незначительными влаговыделениями

$$Q = Lc_p\,(t_{ух} - t_0)\ 10^{-3} \qquad \text{(VIII.44)}$$

где L — количество воздуха, выбрасываемого через створки с обоих сторон фонаря на 1 пог. м его длины нм³/(м·с); c_p — объемная теплоемкость при постоянном давлении и нормальных условиях кДж/(м³·К) или [ккал/(м³·град)]; $t_{ух}$ — температура воздуха, уходящего через фонари; t_0 — температура наружного воздуха.

б) Поправку $\mathrm{K}_{l_ф}$, учитывающую отношение размеров здания ($l/H_{зд}$). Опытные величины поправки $\mathrm{K}_{l_ф}$ приведены на с. 262.

в) Поправку, ограничивающую расчетную концентрацию в приземном слое величиной концентрации в выбросе

$$q_{ух} = \frac{m}{L} \qquad \text{(VIII.45)}$$

В данном случае вводимая в формулу (VIII.42) последняя поправка существенна, так как концентрации в выбросе невелики и не превышают 1,5 ПДК. При технологических и вентиляционных выбросах через трубы концентрации значительно выше ПДК. Поэтому не будет существенной ошибки, если такую поправку не вводить для упрощения расчетов при выбросе загрязненного воздуха через трубы.

С учетом поправок формула (VIII.42) примет вид

$$q_м = \frac{\mathrm{K}\mathrm{K}_{l_ф} m}{(H_{зд} + \Delta h)\,v + \mathrm{K}\mathrm{K}_{l_ф} L} = \frac{\mathrm{K}\mathrm{K}_{l_ф} m}{H_{зд} v + \dfrac{\mu Q}{\varphi^3 v^2} + \mathrm{K}\mathrm{K}_{l_ф} L} \qquad \text{(VIII.46)}$$

Формула (VIII.46) имеет преимущества перед ранее применявшимися. В расчетах по применявшимся ранее формулам при $v = 0$

концентрация вредного вещества получалась равной бесконечности и приходилось искусственно вводить ограничение расчетной скорости.

В формуле (VIII.46) при $v = 0$ и $Q \neq 0$ первый член в знаменателе будет равен нулю, второй — бесконечности и величина $q_м = 0$.

При скорости ветра и количестве избыточного тепла, стремящихся к 0, величина $q_м$ будет не больше концентрации вредных веществ в воздухе, уходящем через фонарь

$$q_м \leqslant q_{ух}$$

Опасная скорость ветра, при которой концентрация в приземном слое максимальна, может быть определена, если продифференцировать зависимость (VIII.46) по v и приравнять производную нулю.

Поскольку уравнение дифференцируется только по v, то воздухообмен L будем искать как $f(v)$ при других постоянных значениях величин, определяющих воздухообмен

$$\frac{dq_м}{dv} = \frac{\text{К}\text{К}_{l_ф} m}{H_{зд} v + \dfrac{\mu Q}{\varphi^3 v^2} + \text{К}\text{К}_{l_ф} L(v)} \cdot \left(H_{зд} - \frac{2\mu Q}{\varphi^3 v^3} + \text{К}\text{К}_{l_ф} \frac{dL}{dv} \right) = 0 \tag{VIII.47}$$

откуда

$$H_{зд} - \frac{2\mu Q}{\varphi^3 v^3} + \text{К}\text{К}_{l_ф} \frac{dL}{dv} = 0 \tag{VIII.48}$$

и

$$v_м = \frac{1}{\varphi} \sqrt[3]{\frac{2\mu Q}{H_{зд} + \text{К}\text{К}_{l_ф} \dfrac{dL}{dv}}} \tag{VIII.49}$$

Если приточные и вытяжные отверстия находятся в зоне разрежения, то, как правило, воздухообмен L мало зависит от скорости ветра и $dL/dv \cong 0$.

При расположении приточных отверстий в зоне положительного давления (на наветренной стороне), а вытяжных окон в зоне разрежения воздухообмен возрастает с увеличением скорости ветра.

При больших значениях $H_{зд}$ может оказаться, что второй член в знаменателе формулы (VIII.49) будет мал по сравнению с первым и тогда, а также при $dL/dv = 0$ формула (VIII.49) упрощается до вида

$$v_м = \frac{1}{\varphi} \sqrt[3]{\frac{2\mu Q}{H_{зд}}} \tag{VIII.50}$$

Для отдельно стоящего здания с фонарем в зоне аэродинамической тени на основе имеющихся опытных данных [18] о величине

максимальной концентрации вредных веществ в приземном слое произведение опытных коэффициентов можно принять

$$\frac{1}{\varphi}\sqrt[3]{2\mu} = 0{,}93\left(\frac{M^5}{c^3 \cdot кВт}\right)^{1/3} \qquad \text{(VIII.51)}$$

и опасная скорость ветра для этого случая будет равна

$$v_м = 0{,}93\sqrt[3]{\frac{Q}{H_{зд}}} \qquad \text{(VIII.52)}$$

В общем случае, если исходить из уравнения (VIII.49), опасная скорость равна

$$v_м = 0{,}93\sqrt[3]{\frac{Q}{H_{зд} + KK_{l_ф}\dfrac{dL}{dv}}} \qquad \text{(VIII.53)}$$

Отношение коэффициентов μ/φ^3 [$м^5/(с^3 \cdot кВт)$], входящих в формулу (VIII.46), равно

$$\frac{\mu}{\varphi^3} = 0{,}4 \qquad \text{(VIII.54)}$$

Используя опытные данные, приводимые во Временных рекомендациях [18], в которых для различных значений теплонапряженности аэрируемых цехов даны коэффициенты пропорциональности [см. формулу (VIII.42)], был найден коэффициент K в формуле (VIII.46). Коэффициент K имеет постоянное значение

$$K = 2{,}9$$

С учетом найденных значений коэффициентов формула (VIII.46) примет вид

$$q_м = \frac{2{,}9K_{l_ф}m}{H_{зд}v + 0{,}4\dfrac{Q}{v^2} + 2{,}9K_{l_ф}L} \qquad \text{(VIII.55)}$$

По формуле (VIII.55) можно определить максимальную концентрацию вредного вещества в приземном слое атмосферы за зданием с фонарем при различных скоростях ветра.

Используя формулу (VIII.52) для определения опасной скорости (что можно сделать с ошибкой не превышающей 5%), найдем максимальную концентрацию при опасной скорости ветра

$$q_м = \frac{2{,}9K_{l_ф}m}{1{,}4H_{зд}^{2/3}Q^{1/3} + 2{,}9K_{l_ф}L} \qquad \text{(VIII.56)}$$

В формулах (VIII.44) — (VIII.56) количество тепла выражено в кВт/м, если количество тепла выражено в ккал/(с·м), то численные коэффициенты в формулах будут иметь другие значения: в формулах (VIII.51), (VIII.52) и (VIII.53) — 1,5 $[м^5/(с^2 \cdot ккал)]^{1/3}$; в фор-

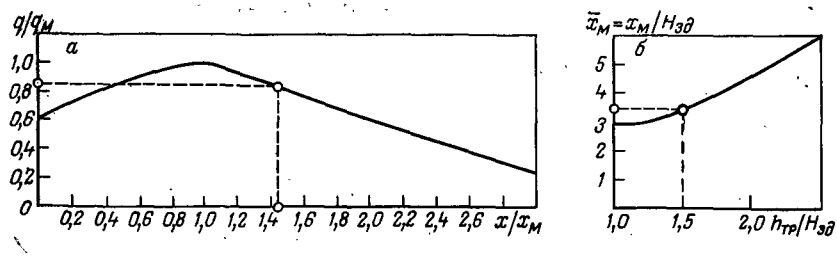


Рис. VIII-14. Изменение относительных концентраций $q/q_м$ по оси факела при выбросе загрязненного воздуха из низких затененных труб

а — зависимость $q/q_м$ от относительного расстояния $x/H_{зд}$ при $h_{тр}/H_{зд} \leqslant 1{,}3$; *б* — положение точки максимума концентраций в зависимости от $h_{тр}/H_{зд}$.

муле (VIII.54) и в формуле (VIII.55) численный коэффициент перед вторым членом в знаменателе — 1,68 $м^5/(с^2 \cdot ккал)$; в формуле (VIII.56) численный коэффициент перед первым членом в знаменателе будет 2,25 $[м^5/(с^2 \cdot ккал)]^{1/3}$.

Необходимо отметить: 1) максимальная концентрация вредных веществ обратно пропорциональна не первой степени высоты здания, а высоте здания в степени 2/3, т. е. с увеличением высоты здания максимальная концентрация уменьшается в меньшее число раз, чем это предполагалось ранее; 2) при малых выделениях тепла в цехах (меньше 23 $Вт/м^3$) концентрации в приземном слое могут возрасти до концентрации в воздухе, уходящем через фонари, и поэтому в местностях со значительной повторяемостью штиля аэрационные фонари над такими цехами ставить не следует.

При выбросе загрязненного воздуха через трубы, устье которых приходится в зоне аэродинамической тени $h_{тр}/H_{зд} < 2{,}5$, максимальные концентрации вредных веществ в приземном слое атмосферы наблюдаются на расстоянии $x_м = (3—5)\ H_{зд}$, несколько увеличиваясь с увеличением относительной высоты трубы $h_{тр}/H_{зд}$.

На рис. VIII-14, *а* представлен график изменения относительных концентраций по оси факела на разных относительных расстояниях $x/H_{зд}$ от заветренной стороны здания при $h_{тр}/H_{зд} =$ $= 1—1{,}3$. На рис. VIII-14, *б* показано изменение координаты $\bar{x}_м$ точки максимума концентраций в зависимости от отношения $h_{тр}/H_{зд}$ в пределах от $1 \leqslant h_{тр}/H_{зд} \leqslant 2{,}5$. В первом приближении при других значениях $h_{тр}/H_{зд}$ распределение концентраций вдоль оси x может быть определено по следующей методике, которую поясним примером.

Пример 3. Определить концентрацию за зданием на расстоянии $x = 50$ м. Высота здания $H_{зд} = 10$ м; высота трубы $h_{тр} = 15$ м.

Решение. При $h_{тр}/H_{зд} = 15/10 = 1{,}5$, согласно рис. VIII-14, *б*, $\bar{x}_м = x_м/H_{зд} = 3{,}5$; $\bar{x} = x/H_{зд} = 50/10 = 5{,}0$, следовательно, $\bar{x}/\bar{x}_м = 5{,}0/3{,}5 = 1{,}44$. Пользуясь рис. VIII-14, *а* найдем $q/q_м = 0{,}86$ (см. пунктирную линию на рис. VIII-14, *а*).

При выбросе загрязненного воздуха через аэрационный фонарь наибольшая концентрация вредного вещества наблюдается на расстоянии 2,5 $H_{зд}$ от заветренной стороны здания. На заветренной стороне здания ($x = 0$) концентрация равна 60% от максимальной. При $x/H_{зд} > 2{,}5$ концентрацию по оси, перпендикулярной длинной стороне фонаря, можно определить по формуле

$$q = q_{м} e^{-0{,}1\left(\frac{x}{H_{зд}} - 2{,}5\right)} \qquad \text{(VIII.57)}$$

Все приведенные выше формулы соответствуют случаю отдельно стоящего здания. Наличие по потоку ветра других зданий несколько увеличивает концентрации за рассматриваемым зданием, на крыше которого расположен источник выделения вредных веществ. Это увеличение при $x_{к.п}/H_{зд} > 1$ может быть с достаточной точностью оценено поправкой, на которую надо поделить концентрацию $q_{м}$, определенную по формулам (VIII.46), (VIII.55), (VIII.56) и (VIII.57)

$$K_{x_{к.п}} = 1 - \frac{0{,}5H_{зд}}{x_{к.п}} \qquad \text{(VIII.58)}$$

где $x_{к.п}$ — расстояние между корпусами, м.

Концентрацию вредных веществ в приземном слое атмосферы на расстоянии y по перпендикуляру к оси факела выброса можно ориентировочно определить по формуле

$$q_y = s_2 q_{x,\, y=0} \qquad \text{(VIII.59)}$$

Безразмерный коэффициент s_2 такой же, как и для высоких труб (см. рис. VIII-12).

Если источник выделения вредных веществ находится в межкорпусном пространстве, то средняя концентрация вредного вещества в воздухе между зданиями согласно исследованиям С. И. Стриженова [25] может быть определена (в мг/м³) по формуле

$$q = \frac{1{,}5m}{vx_{к.п}} \qquad \text{(VIII.60)}$$

где m — количество вредного вещества, выделяющегося в межкорпусном пространстве на 1 пог. м его длины.

М. З. Брауде и В. П. Брусов исследовали с помощью интерферометра на модели в аэродинамической трубе распределение концентрации в межкорпусном пространстве при расположенном в нем источнике выделения вредных веществ [26].

Опытами была подтверждена обратная пропорциональность концентрации произведению $vx_{к.п}$ и установлена большая неравномерность концентрации вредных веществ в воздухе межкорпусного пространства. Концентрации изменяются от максимальных, равных концентрациям в загрязненном воздухе, выходящем из оборудования, до минимальных, которые находятся в одном порядке со средними величинами.

Учитывая возможность больших концентраций в приземном слое, надо принимать меры к сокращению выбросов в межкорпусных пространствах. Располагаемое в них технологическое оборудование должно быть герметизировано и отвечать требованиям СНиП (см. гл. III).

Случайные выбросы вредных веществ из канализационных колодцев, из трубопроводов межкорпусных коммуникаций и других источников должны быть сведены к минимуму.

Рассмотрим способ нахождения максимальной концентрации в приземном слое атмосферы при наличии нескольких источников загрязнения атмосферы. Задачу эту будем решать для низких источников, расположенных на крыше зданий, и для высоких труб. Источники, расположенные непосредственно в приземном слое, рассматривать не будем, так как они создают концентрации вредных веществ на несколько порядков выше, чем другие источники и определяют величину максимальной концентрации. В этом случае другие источники можно не учитывать за относительной малостью создаваемых ими приземных концентраций.

От источников, расположенных на крыше зданий, в каждом межкорпусном пространстве будет свой максимум, определяемый выбросом на первом по ходу здания, прилегающем к рассматриваемому межкорпусному пространству. Выбросы вредных веществ со зданий, расположенных до рассматриваемого сказываются на загрязнении данного межкорпусного пространства и рассматриваются как фон.

Если по какому-либо вредному веществу сумма максимальных приземных концентраций от всех источников, расположенных на рассматриваемом здании, с учетом фона ($q_ф$), образующегося в результате выбросов из зданий, расположенных вверх и по потоку, окажется меньше или равной 0,3 $ПДК_п$

$$\sum q_м + q_ф \leqslant 0{,}3 q_{ПДК} \qquad \text{(VIII.61)}$$

то дальнейшие расчеты не проводят, так как можно считать, что в этом случае загрязнение наружного воздуха в межкорпусном пространстве не превысит допустимого по санитарным нормам. Если условие (VIII.61) не соблюдается, то определяют средневзвешенную опасную скорость ветра $v_{м.с}$ от источников, расположенных на рассматриваемом здании, по формуле (VIII.26). По этой расчетной опасной скорости ветра определяют максимальные концентрации $q_м$ и проверяют условие (VIII.61). Если и в этом случае условие (VIII.61) не соблюдается, то при расчетной скорости $v_{м.с}$ по формуле (VIII.21) с использованием формул (VIII.58) и (VIII.59) и графиков, приведенных на рис. VIII-12 и VIII-14, определяют поле концентрации вблизи возможного места максимальных концентраций. Полученную наибольшую концентрацию принимают за максимальную $q_м$.

Если с учетом фоновой концентрации $q_м$ превышает ПДК, то принимают меры к уменьшению количества выбрасываемых вред-

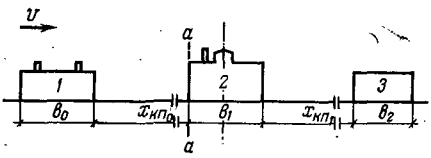


Рис. V.III-15. К определению фоновой концентрации.

ных веществ, к увеличению высоты труб и другие меры для обеспечения чистоты воздушной среды.

В качестве фоновой концентрации можно рекомендовать принимать концентрацию на наветренной стене рассматриваемого здания. Так, например, при определении концентрации в межкорпусном пространстве между 2-м и 3-м зданиями (см. рис. VIII-15) следует принимать концентрацию вредного вещества, образующуюся в плоскости *а—а* от выбросов на крыше 1-го здания, если впереди этого здания нет другого с источниками выделения вредных веществ.

Последовательно рассчитывая загрязнения в межкорпусных пространствах, начиная с первого по направлению ветра здания, можно определить концентрации на всей заводской площадке с любым числом зданий.

Если участок, занимаемый заводом очень большой, то на концентрации в приземном слое сказываются и концентрации, образующиеся от высоких источников (труб). В этом случае формула (VIII.61) примет вид

$$\sum q_н + \sum q_в + q_ф \leqslant q_{ПДК} \qquad \text{(VIII.62)}$$

где $q_н$ и $q_в$ — соответственно концентрации от низких и высоких источников.

Предложенный метод расчета рассеивания вредных веществ от низких источников, учитывающий опасную скорость ветра, не только дает приближение расчетных концентраций к действительно возможным, но и ориентирует проектировщиков на лучшие инженерные решения устройств выброса загрязненного воздуха.

Так, пользуясь методикой определения опасной скорости ветра, проектировщики видят целесообразность объединения однородных выбросов. С увеличением расхода воздуха возрастает диаметр трубы, что приводит к уменьшению концентрации вредных веществ в приземном слое, так как максимум концентрации будет при большой скорости ветра [см. формулу (VIII.39)] и при этом значение максимума концентраций будет меньше. Представляется также возможность оценить целесообразность в каждом конкретном случае устройства факельных выбросов.

В местностях с большим числом штилевых дней и малыми средними скоростями ветра рекомендуется устраивать факельные выбросы, так как в этих условиях энергия, затрачиваемая на выброс воздуха, используется эффективно, поскольку подъем факела при малых скоростях ветра значительный.

В местностях, где преобладают сильные ветры, факельные выбросы не целесообразны, экономичнее устройство высоких труб.

В местностях со значительной продолжительностью штилей и малых скоростях ветра выброс загрязненного вредными вещест-

вами воздуха из малотеплонапряженных (менее 23 Вт/м³) цехов через аэрационные фонари может привести к значительному загрязнению приземного слоя атмосферы. Можно рекомендовать в местностях, где длительность штилей более 15%, ставить фонари только на горячих цехах с высокой теплонапряженностью порядка более 93 Вт/м³ в цехах с пролетами 12 м и более 46 Вт/м³ в цехах с пролетами 24 м.

В местностях, где продолжительность штилей более 50% устанавливать фонари целесообразно только на крупных (с пролетами более 24 м) высокотеплонапряженных (более 93 Вт/м³) цехах.

В местностях, для которых характерны большие скорости ветра и малое число штилевых дней, аэрационные фонари можно ставить и на менее теплонапряженных цехах. При этом необходимо, чтобы аэрационные фонари были незадуваемые и приточные окна располагались на наветренной незатененной стороне здания. В этом случае большую часть времени скорость ветра будет выше опасной и концентрации в приземном слое меньше 0,3 $ПДК_{р.з}$.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНО ДОПУСТИМЫХ ВЫБРОСОВ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ В АТМОСФЕРУ

При проектировании новых и реконструкции действующих заводов для обеспечения чистоты приземного слоя атмосферы большое значение имеет установление предельно допустимых выбросов и минимальной их высоты.

Такая задача однозначно решается только в случае одного источника выделения данного вещества.

При выбросе вредного вещества через высокую трубу предельно допустимый выброс, создающий в приземном слое концентрации, не превышающие ПДК, определяют по формуле

$$ПДВ = \frac{q_{ПДК} H^2 \sqrt[3]{V\Delta T}}{AFmn} \qquad \text{(VIII.63)}$$

и необходимая высота трубы

$$H = \sqrt{\frac{AMFmn}{q_{ПДК} \sqrt[3]{V\Delta T}}} \qquad \text{(VIII.64)}$$

Формула (VIII.64) применима при $H > w_0 \sqrt{10D/\Delta T}$ и дает возможность определить предварительное значение минимальной высоты трубы.

По найденному значению H рассчитывают величины f и $v_м$, в первом приближении произведение безразмерных величин m, n принимают равным единице. Затем величину H уточняют по формуле

$$H_{i+1} = H_i \sqrt{\frac{m_i}{m_{i-1} n_{i-1}}} \qquad \text{(VIII.65)}$$

где m_i, n_i соответствуют H_i, m_{i-1}, n_{i-1} — H_{i-1}.

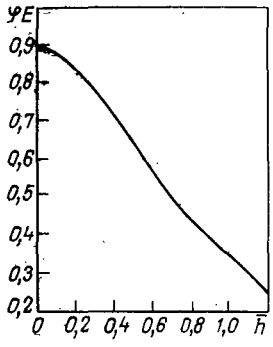


Рис. VIII-16. Зависимость произведения φE от $\bar{h}$.

Если выброс производится через низкую затененную трубу, то предельно допустимый выброс определяют по формуле

$$\text{ПДВ} = \frac{q_{\text{ПДК}} D w H_{\text{зд}}}{0{,}54 \varphi E \text{K}_{l_\text{т}}} \qquad \text{(VIII.66)}$$

Необходимую высоту трубы находят следующим образом. Определяют произведение φE по формуле

$$\varphi E = \frac{q_{\text{ПДК}} D w H_{\text{зд}}}{0{,}54 M \text{K}_{l_\text{т}}} \qquad \text{(VIII.67)}$$

Если в рассматриваемом случае коэффициент $\varphi = 1{,}2$ (см. с. 259), то по определенному произведению φE находят значение E. Далее по табл. VIII.1 находят соответствующую этому значению E величину $\bar{h}$.

В случае отдельно стоящего узкого здания, при котором $\varphi = f(\bar{h})$, величину $\bar{h}$ определяют по графику рис. VIII-16 для данного произведения φE.

По найденному значению величины $\bar{h}$ необходимая высота трубы находится по формуле

$$h_{\text{тр}} = H_{\text{зд}}(1 + \bar{h}) \qquad \text{(VIII.68)}$$

Если величина $\varphi E < 0{,}25$, то нельзя выбрасывать вредные вещества в зону аэродинамической тени. При величине $\varphi E > 0{,}9$ выбросы можно делать на уровне крыши.

При выбросе загрязненного воздуха через аэрационный фонарь предельно допустимый выброс определяют по формуле

$$\text{ПДВ} = \frac{q_{\text{ПДК}} \left(2{,}25 Q^{1/3} H_{\text{зд}}^{2/3} + 2{,}9 \text{K}_{l_\text{ф}} L\right) l_\text{ф}}{2{,}9 \text{K}_{l_\text{ф}}} \qquad \text{(VIII.69)}$$

где, кроме обозначенных ранее величин, $l_\text{ф}$ — длина фонаря, м.

Формулу (VIII.69) можно несколько упростить, если не учитывать второе слагаемое в числителе; тогда с некоторым запасом

$$\text{ПДВ} = \frac{0{,}78 Q^{1/3} H_{\text{зд}}^{2/3} q_{\text{ПДК}} l_\text{ф}}{\text{K}_{l_\text{ф}}} \qquad \text{(VIII.70)}$$

Если на рассматриваемом участке приземный слой атмосферы загрязняется несколькими источниками (в том числе высокими и низкими), то делают варианты расчетов возможного загрязнения при разных эффективности очистки выбрасываемого воздуха и высотах труб. ПДВ для каждого источника и всей промышленной площадки в целом устанавливают в соответствии с вариантом, в котором требуемая чистота воздуха достигается при минимуме затрат на капитальные вложения и эксплуатацию.

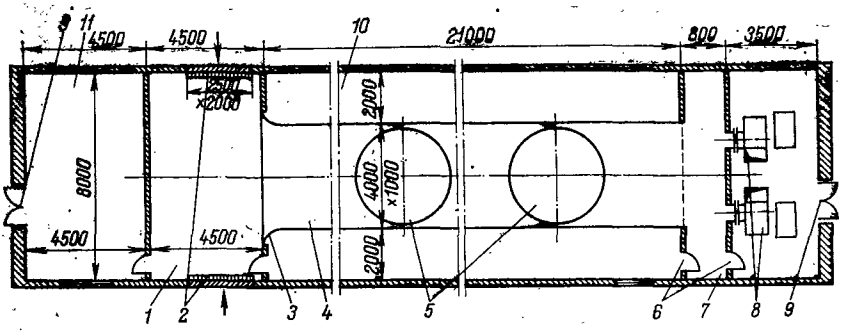


Рис. VIII-17. Аэродинамическая труба для исследования распространения вредных веществ на заводской площадке и окружающей ее территории:

1 — форкамера; *2* — двойные жалюзийные решетки для забора наружного воздуха; *3* — коллектор аэродинамической трубы; *4* — аэродинамическая труба; *5* — поворотные круги; *6* — герметичные двери; *7* — распределительная камера; *8* — центробежные вентиляторы с поворотными радиальными лопатками и электродвигатели; *9* — запасные выходы; *10* — рабочее помещение; *11* — помещение для приборов и камеральной обработки.

Приведенные выше формулы дают возможность в большинстве случаев с достаточной точностью определить концентрации вредных веществ на вновь проектируемой площадке химического завода. Но эти формулы не учитывают всего многообразия факторов, влияющих на распределение концентраций вредных веществ на заводских площадках (рельеф местности, взаиморасположение зданий и т. п.). Картину распределения концентрации вредных веществ на заводской площадке и окружающей ее территории, более полную и близкую к действительности, можно получить методом моделирования в аэродинамической трубе. На рис. VIII-17 приведена схема аэродинамической трубы, специально предназначенной для этой цели. Аэродинамическая труба прямоточная с забором наружного воздуха и выбросом прошедшего через трубу загрязненного воздуха наружу в верхние слои атмосферы. Рабочая часть аэродинамической трубы закрытая. При закрытой рабочей части труба изолирована от рабочего помещения, где находятся люди, и это дает возможность без значительной затраты тепла на подогрев воздуха проводить работы в летний, переходный и частично зимний период до $t_н = -10$ °С. Отопление в зимнее время необходимо только в самом помещении, где установлена труба.

Размеры рабочей части трубы в плане определяются из условия: в масштабе 1 : 1000 в трубе должна быть размещена модель крупного промышленного узла с размером 4 × 4 км, защитная зона 6 км, жилая территория на глубину 2—3 км и территория перед промплощадкой длиной 3—4 км. Моделировать территорию до промплощадки с имеющимися на ней рельефом местности и строениями необходимо для придания потоку на подходе к модели промплощадки профиля скоростей, приближающегося к натурному. Минимальная высота трубы определяется из условия: в масштабе 1 : 100

здания или группы зданий не должны занимать более 5% сечения трубы. Поставленным условиям удовлетворяет труба с минимальными размерами в плане 4000 × 20000 мм и высотой 1000 мм.

Воздух через двойные жалюзийные решетки поступает в форкамеру (*1*). Двойная жалюзийная решетка (*2*) должна иметь значительное (не менее $\zeta = 6$) сопротивление проходу воздуха. Это необходимо, чтобы в большей мере исключить влияние ветра на распределение скоростей воздуха в форкамере. Для изменения начальной степени турбулентности потока в аэродинамической трубе в форкамере действуют на рециркуляцию один или два центробежных вентилятора № 3 или № 4 (для трубы с размерами, указанными на рис. VIII-17). Вентиляторы создают в воздухе форкамеры крупномасштабную турбулентность, которая остается почти постоянной в потоке по всей длине рабочей части аэродинамической трубы. Повышенная турбулентность, создаваемая решетками или сетками, установленными в начале рабочей части, быстро вырождается и может не распространиться на всю длину рабочей части трубы.

В рабочей части трубы установлены два поворотных круга (*5*). Это дает возможность легко менять обстановку перед и за рабочей площадкой. Через распределительную камеру (*7*) аэродинамическая труба соединена с двумя центробежными вентиляторами, имеющими регулирующий механизм с поворотными радиальными лопатками. Для трубы сечением 4000 × 1000 мм можно параллельно устанавливать два центробежных вентилятора Ц4-70 № 10, которые обеспечивают производительность 90000 м³/ч, при этом скорость в рабочем сечении трубы будет до 6 м/с. Если установить два вентилятора Ц4-70 № 12, то может быть достигнута производительность 160 000 м³/ч и скорость в рабочем сечении трубы 11 м/с. Для исследования распространения вредных веществ достаточна скорость в трубе 6 м/с. Если в трубе скорость 11 м/с, то в ней можно будет исследовать аэродинамику обтекания потоком воздуха зданий и измерять аэродинамические коэффициенты, так как скоростное давление составит около 200 Па (20 кг/м²).

Увеличенную скорость воздуха в трубе можно также достичь, уменьшив площадь ее сечения. Уменьшенное сечение трубы должно находиться за рабочей площадкой для исследования распространения вредных примесей.

В трубе можно воспроизводить охлаждаемую поверхность земли, что дает возможность моделировать инверсию. Можно создавать в форкамере неравномерную температуру по высоте (большую сверху) и таким образом также моделировать распространение вредных примесей при инверсии.

Разработана методика моделирования, которая была проверена сравнением натурных испытаний на одном заводе синтетического каучука с исследованиями этой же площадки в аэродинамической трубе [26, 27, 28].

В первом приближении модель можно рассчитывать по уравнению

$$C_G = C_l^2 C_v C_q \qquad \text{(VIII.71)}$$

где C_G — масштаб выделений вредных веществ; C_l — масштаб линейных размеров; C_v — масштаб скоростей; C_q — масштаб концентраций.

Опыты показали, что наиболее точные результаты измерения получаются при масштабах $C_v = 0{,}5—2$ и $C_q = 1—40$.

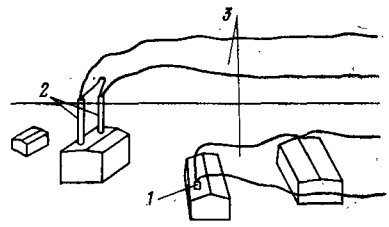


Рис. VIII-18. Распространение вредных веществ, выбрасываемых из труб:
1 — низкие выбросы; *2* — высокие выбросы; *3* — потоки загрязненного воздуха.

При подаче в трубы окрашенного воздуха (четыреххлористым титаном или другим аэрозолем) можно визуально наблюдать картину течения потоков в аэродинамической трубе.

На рис. VIII-18 показано распространение вредных веществ, выбрасываемых из труб, расположенных выше зоны аэродинамической тени и в зоне аэродинамической тени.

Особое внимание при моделировании распространения вредных веществ в приземном слое атмосферы необходимо обратить на оснащение аэродинамической трубы контрольно-измерительными приборами и установками, имитирующими в модели выбросы загрязненного воздуха. Может быть предложен следующий список приборов и установок:

А. Для измерения скорости потоков в аэродинамической трубе

1) Пневмометрические трубки с микроманометрами;

2) трехтрубчатые насадки или шаровые зонды с микроманометрами;

3) электроанемометры;

4) крыльчатые анемометры.

Б. Для измерения турбулентности

1) Турбулиметры с блоками для измерения частоты и амплитуды пульсаций;

2) блоки для записи пульсаций и передачи электрических сигналов на ЭВМ.

В. Для подачи и измерения концентраций примеси

1) Устройства для подачи примеси и измерения ее расхода;

2) многоточечные газоанализаторы с показаниями концентраций на шкале и передачи электрических импульсов на ЭВМ;

3) индикаторные трубки прибора УГ-1 и УГ-2 и устройства, отсасывающие дозированное количество воздуха.

Г. Для измерения избыточных температур

1) Термопары;

2) потенциометры; в том числе электронные автоматические потенциометры с выводом данных измерений непосредственно на ЭВМ;

3) термометры;

4) усилители электрических сигналов.

Д. Для придания потокам видимости и их фиксации

1) Источник задымления потоков;
2) фотоаппараты;
3) кинокамеры;
4) графленые экраны для создания фона снимкам.

Приведенный список является примерным. Часть указанных в нем приборов и установок выпускаются промышленностью, а другую часть еще необходимо разработать.

Если нет возможности измерить турбулентность среды, из которой воздух поступает в аэродинамическую трубу, то ориентировочно можно ее определить расчетом по формулам главы II. Также ориентировочно можно рассчитать степень турбулентности в зоне аэродинамической тени, считая, что диссипируемая энергия в массе воздуха в границах аэродинамической тени равна энергии, теряемой потоком при обтекании здания.

В качестве примеси, имитирующей вредные вещества, большей частью применяют аммиак NH_3, двуокись углерода CO_2, этан C_2H_6. Первый газ в 1,7 раза легче воздуха, второй — в 1,5 раза тяжелее, плотность третьего близка к плотности воздуха. Таким образом, в модели можно воспроизводить широкий диапазон вредных газов. Но если в натуре и в модели концентрации примешиваемых к воздуху газов невелики, то, как указывалось в главе V, заметного влияния на удельный вес смеси примеси не оказывают. Поэтому в модели можно применить любой газ.

Подавая в источники чистый газ аммиак, можно имитировать выбросы, нагретые до 180 °С и любые меньшие температуры, регулируя процент подмешивания аммиака к воздуху.

Если необходимо моделировать аммиаком или двуокисью углерода изотермические выбросы с высокими концентрациями, то воздух с подмешанным к нему аммиаком следует охлаждать, а воздух в смеси с двуокисью углерода нагревать.

При нагреве или охлаждении в модели выбрасываемого из источников загрязненного воздуха можно дополнительно к измерению концентраций измерять поле избыточных температур. Эти измерения будут проверкой измерения концентраций и обеспечат большую достоверность полученных опытных данных.

Но следует отметить, что имитация в модели поля концентраций вредных веществ только нагревом воздуха в источнике не может дать достоверных данных.

Как отмечалось в главе II, замеряя концентрации примеси с помощью индикаторных трубок или анализируя забранные в емкости пробы воздуха, можно оценить поле, в котором отношение наименьшей измеряемой величины к наибольшей составляет 1 : 80 000. Такое же отношение при имитации поля концентраций температурным полем не будет превышать 1 : 500, так как, если создавать в источнике перепад температур более 5 °С, то при применяемых в моделях размерах источников и скоростях воздуха, заметно будет сказываться подъемная сила, искажающая потоки воздуха.

Если точность измерения перепадов температур не 0,01 °С, а только 0,5 градуса, то это отношение будет 1 : 10, что явно недостаточно.

Правильность измерений полей концентраций и количества выбрасываемой в поток примеси можно проверить, сравнивая количество примеси выброшенной из источников и содержащихся в потоке. Для этого необходимо измерять концентрации примеси по высоте в ряде точек.

Соединение в один комплекс аэродинамической трубы и ЭВМ дает возможность, во-первых, сразу обрабатывать экспериментальные данные по предварительно найденной форме зависимости, а также осуществляя обратную связь, выявлять неучтенные этой зависимостью параметры и определять степень их влияния на конечный результат.

Моделирование распространения газов позволяет при проектировании химических заводов с достаточной для практических целей точностью определять концентрацию в любой точке площадки, находить оптимальную планировку зданий, выбирать высоту труб и места забора приточного воздуха, чтобы обеспечить требуемую чистоту воздуха на территории завода и в цехах.

Литература

1. *Коуль А. Л., Ризенфельд Ф. Ф.* Очистка газов. М., Гостоптехиздат. 1962. 260 с.
2. *Ужов В. Н., Мягков Б. Н.* Очистка промышленных газов фильтрами. М., Химия, 1970, 190 с.
3. *Пирумов А. И.* Обеспыливание воздуха. М., Стройиздат, 1974. 208 с.
4. *Эльтерман В. М.*— В кн.: Научные труды институтов охраны труда ВЦСПС, № 6, (32). М., Профиздат, 1964, с. 3—9.
5. Метеорология и атомная энергия. Л., Гидрометеоиздат, 1971. 648 с.
6. *Сеттон О. Г.* Микрометеорология. Л., Гидрометеоиздат, 1958. 355 с.
7. *Андреев П. И.* Рассеивание в воздухе газов, выбрасываемых промышленными предприятиями. М., Госстройиздат, 1952. 88 с.
8. Указания по расчету рассеивания в атмосфере вредных веществ, содержащихся в выбросах предприятий. СН 369—74, М., Стройиздат, 1975, 42 с.
9. *Берлянд М. Е.*— Труды ГГО, 1963, вып. 138, с. 3—30.
10. *Берлянд М. Е., Оникул Р. И.* Труды ГГО, 1968, вып. 234, с. 3—27.
11. *Берлянд М. Е.* Современные проблемы атмосферной диффузии и загрязнения атмосферы. Л., Гидрометеоиздат, 1975. 448 с.
12. Труды института экспериментальной метеорологии, вып. 15. М., Гидрометеоиздат, 1970. 176 с.
13. Труды института экспериментальной метеорологии, вып. 27. М., 1970. 270 с.
14. *Канер Б. Л., Ройтман К. Я.* Журн. ВХО им. Д. И. Менделеева, 1964, т. 9, № 3, с. 319—324.
15. *Эльтерман В. М.* Журн. ВХО им. Д. И. Менделеева, 1967, т. 12, с. 259—267.
16. *Поляков В. В., Титов В. П.* В кн.: Вопросы тепловлажностного и воздушного режимов кондиционирования микроклимата, № 68. М., МИСИ, 1970, с. 48—54.
17. Рекомендации по определению высоты вентиляционных выбросов, сер. ТоВ. Госхимпроект, ВЦНИИОТ ВЦСПС, 1967. 16 с.

18. Временные рекомендации по комплексному решению выбросов и воздухозабора на промышленной площадке. М., ЦНИИпромзданий, 1973. 68 с.
19. *Хайкина А. Е.* Труды НИИсантехника, М., 1969, № 30, с. 120—125.
20. *Никитин В. С.* и др. Водоснабжение и санитарная техника, 1975, № 7, с. 10—13.
21. *Никитин В. С.* и др. Водоснабжение и санитарная техника, 1976, № 1, с. 9—13.
22. Руководство по расчету загрязнения воздуха на промплощадках. М., Стройиздат, 1977, 74 с.
23. *Рихтер Л. А.* Тепловые электрические станции и защита атмосферы. М., Энергия, 1975, 312 с.
24. *Лейкин И. Н.* Проектирование вентиляционных и промышленных выбросов в атмосферу. М., Химия, 1970. 132 с.
25. *Стриженов С. И., Реттер Э. И.* Аэродинамика зданий. М., Госстройиздат, 1963. 240 с.
26. *Брауде М. З.* — В кн.: Тезисы докладов второго межотраслевого совещания по теоретическим и прикладным аспектам турбулентных течений. Таллин, 1976, с. 45—47.
27. *Зазымкин С. И.*— В кн.: Научные работы институтов охраны труда ВЦСПС, № 1, М., Профиздат, 1965, с. 46—53.
28. *Эльтерман В. М.*— Водоснабжение и санитарная техника. 1969, № 3, с. 23—26.

Значения коэффициента турбулентного обмена A в зависимости от энергии ε, диссипируемой в помещении, и определяющего размера l рассматриваемого объекта

ε в м²/с³	Значения A (в м²/с) при размере всасывающего отверстия l, м												
	0,05	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5	0,75	1	1,5	2	2,5	3
0,005	0,000785	0,00135	0,00212	0,00384	0,0071	0,0108	0,0142	0,0278	0,0428	0,0735	0,1075	0,146	0,186
0,01	0,000994	0,0025	0,00432	0,00632	0,0109	0,0159	0,0214	0,0368	0,054	0,0925	0,1366	0,183	0,232
0,02	0,00125	0,00316	0,00544	0,00796	0,0137	0,0201	0,027	0,0465	0,068	0,1165	0,1705	0,23	0,293
0,03	0,00143	0,0036	0,00622	0,00917	0,0156	0,0229	0,0308	0,0528	0,0727	0,133	0,195	0,264	0,335
0,04	0,00157	0,00396	0,00683	0,01	0,0172	0,0252	0,0339	0,0582	0,0854	0,147	0,215	0,29	0,378
0,05	0,0017	0,00428	0,00738	0,0108	0,0185	0,0272	0,0366	0,0628	0,0922	0,159	0,233	0,314	0,399
0,06	0,0018	0,00453	0,00782	0,0114	0,0196	0,0288	0,0388	0,0665	0,0977	0,168	0,246	0,332	0,423
0,07	0,00195	0,00492	0,00847	0,0124	0,0213	0,0313	0,0421	0,0722	0,106	0,177	0,259	0,35	0,445
0,08	0,00197	0,00497	0,00855	0,0125	0,0215	0,0315	0,0425	0,0728	0,108	0,185	0,272	0,366	0,466
0,09	0,00206	0,0052	0,00895	0,0131	0,0225	0,033	0,0445	0,0762	0,112	0,193	0,282	0,382	0,485
0,1	0,00213	0,00538	0,00927	0,0136	0,0233	0,0342	0,046	0,079	0,116	0,1995	0,292	0,394	0,5

ε в м³/с³	Значения A (в м²/с) при размере всасывающего отверстия l, м												
	0,05	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5	0,75	1	1,5	2	2,5	3
0,2	0,00269	0,00677	0,0117	0,0171	0,0294	0,043	0,058	0,0994	0,146	0,252	0,368	0,497	0,631
0,3	0,00309	0,0078	0,0134	0,0197	0,0338	0,0496	0,0667	0,114	0,168	0,288	0,423	0,57	0,725
0,4	0,00339	0,00854	0,0147	0,0215	0,037	0,0542	0,0731	0,125	0,184	0,317	0,465	0,626	0,796
0,5	0,00364	0,0092	0,0158	0,0232	0,0398	0,0584	0,0786	0,135	0,198	0,342	0,501	0,676	0,856
0,6	0,00388	0,0098	0,0169	0,0247	0,0425	0,0623	0,0837	0,143	0,211	0,364	0,533	0,719	0,913
0,7	0,00407	0,01025	0,0177	0,0259	0,0445	0,0652	0,0877	0,15	0,221	0,382	0,56	0,755	0,96
0,8	0,00427	0,0108	0,0186	0,0272	0,0467	0,0685	0,0922	0,158	0,232	0,399	0,585	0,789	1
0,9	0,00444	0,0112	0,0193	0,0282	0,0485	0,0711	0,0957	0,164	0,241	0,415	0,608	0,82	1,04
1	0,0046	0,0116	0,02	0,0292	0,0502	0,0737	0,0992	0,17	0,25	0,43	0,63	0,85	1,08
1,5	0,00526	0,0133	0,0229	0,0335	0,0575	0,0844	0,1135	0,195	0,286	0,495	0,73	0,978	1,24
2	0,0058	0,0146	0,0252	0,0369	0,0635	0,093	0,125	0,214	0,315	0,542	0,794	1,07	1,36
2,5	0,00626	0,0158	0,0272	0,0398	0,0685	0,1005	0,135	0,232	0,34	0,585	0,856	1,153	1,47
3	0,0663	0,0167	0,0288	0,0421	0,0724	0,106	0,143	0,845	0,36	0,62	0,901	1,227	1,553

Таблица для определения степени $e^{-\frac{v}{A}x}$

x	Степень $e^{-\frac{v}{A}x}$ при значениях отношения $\frac{v}{A}$								
	0,5	1	2,5	5	7,5	10	15	20	25
0,01	0,995	0,99	0,975	0,951	0,928	0,905	0,86	0,818	0,778
0,02	0,99	0,98	0,951	0,905	0,86	0,818	0,74	0,67	0,606
0,05	0,975	0,951	0,882	0,778	0,687	0,606	0,472	0,367	0,287
0,1	0,951	0,905	0,778	0,606	0,472	0,367	0,223	0,135	0,082
0,15	0,928	0,86	0,687	0,472	0,333	0,223	0,106	0,05	0,025
0,2	0,905	0,818	0,606	0,367	0,223	0,135	0,05	0,018	$6{,}73\cdot10^{-3}$
0,25	0,882	0,778	0,535	0,287	0,149	0,082	0,024	$6{,}73\cdot10^{-3}$	$1{,}83\cdot10^{-3}$
0,3	0,86	0,74	0,472	0,223	0,106	0,05	0,011	$2{,}48\cdot10^{-3}$	$5{,}53\cdot10^{-4}$
0,4	0,818	0,67	0,367	0,135	0,05	0,018	$2{,}48\cdot10^{-3}$	$3{,}35\cdot10^{-4}$	$4{,}54\cdot10^{-5}$
0,5	0,778	0,606	0,287	0,082	0,024	$6{,}74\cdot10^{-3}$	$5{,}53\cdot10^{-4}$	$4{,}54\cdot10^{-5}$	$4{,}2\cdot10^{-6}$
0,6	0,74	0,548	0,223	0,05	0,011	$2{,}48\cdot10^{-3}$	$1{,}23\cdot10^{-4}$	$6{,}14\cdot10^{-6}$	$3{,}06\cdot10^{-7}$
0,7	0,704	0,496	0,174	0,03	$5{,}25\cdot10^{-3}$	$9{,}12\cdot10^{-4}$	$3{,}1\cdot10^{-5}$	$8{,}32\cdot10^{-7}$	$2{,}83\cdot10^{-8}$
0,8	0,67	0,449	0,135	0,018	$2{,}48\cdot10^{-3}$	$3{,}35\cdot10^{-4}$	$6{,}14\cdot10^{-6}$	$1{,}13\cdot10^{-7}$	$2{,}06\cdot10^{-9}$
0,9	0,637	0,406	0,106	0,011	$1{,}17\cdot10^{-3}$	$1{,}23\cdot10^{-4}$	$1{,}55\cdot10^{-6}$	$1{,}52\cdot10^{-8}$	$1{,}91\cdot10^{-10}$
1	0,606	0,367	$8{,}2\cdot10^{2}$	$6{,}74\cdot10^{-3}$	$5{,}53\cdot10^{-4}$	$4{,}54\cdot10^{-5}$	$3{,}06\cdot10^{-7}$	$2{,}06\cdot10^{-9}$	$1{,}4\cdot10^{-11}$

x	Степень $e^{-\frac{v}{A}x}$ при значениях отношения $\frac{v}{A}$								
	30	35	40	50	60	70	80	90	100
0,01	0,741	0,705	0,67	0,606	0,548	0,496	0,449	0,407	0,368
0,02	0,549	0,496	0,449	0,368	0,301	0,247	0,202	0,165	0,135
0,05	0,223	0,174	0,135	0,082	0,05	0,03	0,018	0,011	$6{,}74\cdot10^{-3}$
0,1	0,05	0,03	0,018	$6{,}73\cdot10^{-3}$	$2{,}48\cdot10^{-3}$	$9{,}1\cdot10^{-4}$	$3{,}35\cdot10^{-4}$	$1{,}23\cdot10^{-4}$	$4{,}54\cdot10^{-5}$
0,15	0,011	$5{,}25\cdot10^{-3}$	$2{,}48\cdot10^{-3}$	$5{,}53\cdot10^{-4}$	$1{,}23\cdot10^{-4}$	$3{,}1\cdot10^{-5}$	$6{,}14\cdot10^{-6}$	$1{,}55\cdot10^{-6}$	$3{,}06\cdot10^{-7}$
0,2	$2{,}48\cdot10^{-3}$	$9{,}12\cdot10^{-4}$	$3{,}35\cdot10^{-4}$	$4{,}54\cdot10^{-5}$	$6{,}14\cdot10^{-6}$	$8{,}32\cdot10^{-7}$	$1{,}13\cdot10^{-7}$	$1{,}52\cdot10^{-8}$	$2{,}06\cdot10^{-9}$
0,25	$5{,}53\cdot10^{-4}$	$1{,}59\cdot10^{-4}$	$4{,}54\cdot10^{-5}$	$4{,}2\cdot10^{-6}$	$3{,}06\cdot10^{-7}$	$2{,}83\cdot10^{-8}$	$2{,}06\cdot10^{-9}$	$1{,}91\cdot10^{-10}$	$1{,}4\cdot10^{-11}$
0,3	$1{,}23\cdot10^{-4}$	$3{,}1\cdot10^{-5}$	$6{,}14\cdot10^{-6}$	$3{,}06\cdot10^{-7}$	$1{,}52\cdot10^{-8}$	$7{,}58\cdot10^{-10}$	$3{,}8\cdot10^{-11}$	$1{,}9\cdot10^{-12}$	
0,4	$6{,}14\cdot10^{-6}$	$8{,}32\cdot10^{-7}$	$1{,}13\cdot10^{-7}$	$2{,}06\cdot10^{-9}$	$3{,}8\cdot10^{-11}$	$6{,}9\cdot10^{-13}$			
0,5	$3{,}06\cdot10^{-7}$	$2{,}83\cdot10^{-8}$	$2{,}06\cdot10^{-9}$	$1{,}4\cdot10^{-11}$	$9{,}4\cdot10^{-14}$				
0,6	$1{,}52\cdot10^{-8}$	$7{,}58\cdot10^{-11}$	$3{,}8\cdot10^{-11}$	$9{,}4\cdot10^{-14}$					
0,7	$7{,}58\cdot10^{-10}$	$2{,}6\cdot10^{-12}$	$6{,}9\cdot10^{-13}$						
0,8	$3{,}8\cdot10^{-11}$	$6{,}9\cdot10^{-13}$							
0,9	$1{,}9\cdot10^{-12}$								

Виктор Михайлович
Эльтерман

ВЕНТИЛЯЦИЯ ХИМИЧЕСКИХ ПРОИЗВОДСТВ

Редактор *Д. Н. Семенова*
Художник *А. К. Малкин*
Художественный редактор *Н. В. Носов*
Технический редактор *Л. А. Леонтьева*
Корректор *М. М. Новичкова*

ИБ № 853

Сдано в наб. 7.01.80. Подп. к печ. 27.05.80. Т-11122. Формат бумаги 60×90¹/₁₆. Бумага тип. № 2. Гарн. литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 18. Уч.-изд. л. 18,37. Тираж 12 000 экз. Зак. 344. Цена 1 р. 20 к. Изд. № 1708.

Ордена «Знак Почета» издательство «Химия». 107076, Москва, Стромынка, 13.

Ленинградская типография № 4 Ордена Трудового Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 191126, Ленинград, Социалистическая ул., 14.

Эльтерман В. М.

Вентиляция химических производств. М., Химия, 1980.— 288 с., ил.

В книге отражены новейшие достижения в области вентиляционной техники. Описаны конструкции местных отсосов общеобменной и аварийной вентиляции, а также средства и схемы автоматического регулирования вентиляционных систем.

Э $\frac{31401\text{-}121}{050(01)\text{-}80}$ 121.80.2801000000 6С9.4:6П7