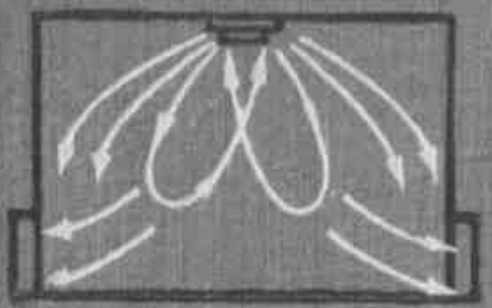
Б2913
823

НАЛАДКА И РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

СПРАВОЧНОЕ ПОСОБИЕ

480 661



ББК 38.762.2
Н 23
УДК 697.9(031)

Печатается по решению секции литературы по инженерному оборудованию редакционного совета Стройиздата.

Авторы: **Б. А. Журавлев, Г. Я. Загальский, Р. Н. Гобза, П. А. Овчинников, Н. М. Сорокин, А. Г. Атласов, В. Я. Меклер.**

Н 23 **Наладка** и регулирование систем вентиляции и кондиционирования воздуха: Справ. пособие/ Б. А. Журавлев, Г. Я. Загальский, П. А. Овчинников и др.: Под ред. Б. А. Журавлева. — М.: Стройиздат, 1980. — 448 с.

Изложены основные вопросы испытания, регулирования и наладки систем вентиляции и кондиционирования воздуха как действующих, так и подготавливаемых к сдаче в эксплуатацию зданий и сооружений. Описаны измерительные приборы и методика измерения параметров воздушной среды в помещениях, и составления балансов по теплу, влаге, газам. Приведены общие сведения о шумоглушении, теплоснабжении и холодоснабжении. Даны примеры проверочных расчетов, проводимых наладчиками.

Для инженерно-технических работников строительно-монтажных и эксплуатационных организаций.

Н $\frac{30210-255}{047(01)-80}$ 181—80. 3200000000.

ББК 38.762.2+38.762.3
6С9.4

Ленинградская областная научная библиотека Основной фонд № 480061

© Стройиздат, 1980

БОРИС АЛЕКСЕЕВИЧ ЖУРАВЛЕВ, ГАРРИ ЯКОВЛЕВИЧ ЗАГАЛЬСКИЙ, ПЕТР АЛЕКСАНДРОВИЧ ОВЧИННИКОВ, РОСТИСЛАВ НИКОЛАЕВИЧ ГОБЗА, НИКОЛАЙ МИХАЙЛОВИЧ СОРОКИН, АБДУЛЬБЕР ГАДИЕВИЧ АТЛАСОВ, ВЛАДИМИР ЯКОВЛЕВИЧ МЕКЛЕР

Наладка и регулирование систем вентиляции и кондиционирования воздуха

Редакция литературы по инженерному оборудованию
Зав. редакцией И. П. Скворцова
Редактор К. Н. Долгова
Мл. редактор А. А. Минаева
Внешнее оформление художника Ф. П. Буданова
Технический редактор В. М. Родионова
Корректоры Е. Н. Кудрявцева, Н. П. Чугунова

ИБ № 1289

Сдано в набор 27.07.79. Подписано в печать 28.01.80. Т-00929. Формат 84×108 1/32. Бумага тип. № 1. Гарнитура «Литературная». Печать высокая. Усл. печ. л. 23,52. Уч.-изд. л. 32,78. Тираж 40.000 экз. Изд. № АХ-6769. Зак. № 101. Цена 2 руб.

Стройиздат
101442, Москва, Каляевская, 23а

Владимирская типография «Союзполиграфпрома» при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
600000, г. Владимир, Октябрьский проспект, д. 7

ПРЕДИСЛОВИЕ

В Основных направлениях развития народного хозяйства на 1976—1980 гг., утвержденных XXV съездом КПСС, предусмотрен дальнейший рост капитального строительства, повышение эффективности капитальных вложений, обеспечение дальнейшего роста и качественного совершенствования основных фондов, сокращения продолжительности и снижения стоимости строительства.

Значительное место в капитальном строительстве занимает монтаж систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Высокое качество монтажных работ и их максимальная индустриализация являются одним из важнейших условий обеспечения надежности и эффективности работы вентиляционных устройств.

Большую роль в создании надлежащих условий и повышении производительности труда играют системы вентиляции и кондиционирования воздуха.

Улучшение условий и охрана труда, постоянное совершенствование техники безопасности и производственной санитарии являются главными заботами Советского государства и закреплены в Конституции СССР.

Эффективность работы систем вентиляции и кондиционирования воздуха во многом зависит от качества их регулирования и наладки. Кроме того, опыт наладочных работ позволяет выявить наиболее рациональные решения схем и конструкций оборудования систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

Наладка этих систем известна двух видов: монтажная наладка или предпусковые испытания и регулировка, осуществляемая согласно СНиП III-28-75, непосредственно после окончания монтажа до сдачи установок в эксплуатацию, и наладка на санитарно-гигиенический эффект.

Монтажная наладка по своему содержанию и методике проведения достаточно проста и может быть сравнительно легко освоена инженерно-техническим персоналом монтажных организаций или службами вентиляции предприятий. Наладка на санитарно-гигиенический эффект имеет исключительно важное значение в деле оздоровления условий труда, а следовательно, и в повышении его производительности. Наладка на санитарно-гигиенический эффект требует серьезных инженерных знаний и определенных навыков обслуживающего персонала, а также соответствующей технической оснащенности наладчиков разнообразной контрольно-измерительной аппаратурой. Наладка систем вентиляции и кондиционирования воздуха на санитарно-гигиенический эффект, как правило, осуществляется силами специализированных организаций.

Важным фактором в деле оздоровления условий труда на промышленных предприятиях является надлежащая технически грамотная эксплуатация систем вентиляции и кондиционирования воздуха, которая обеспечивает установленный наладкой стабильный режим.

В настоящем справочном пособии сделана первая попытка дать наладчикам основные технические сведения, необходимые в их повседневной работе.

Справочное пособие не распространяется на наладку систем вентиляции и кондиционирования воздуха:

в зданиях и сооружениях особого назначения (убежищах, сооружениях, предназначенных для работ с радиоактивными веществами и другими источниками ионизирующих излучений, и т. п.);

на подземных объектах (метрополитен, туннели, горные работы и т. п.);

специальных приточных и вытяжных установок, предназначенных для обслуживания технологического и электрического оборудования, а также установок пневмотранспорта, пылесосных установок для уборки помещений, установок для кабин крановщиков.

В составлении справочного пособия принимали участие: инж. Б. А. Журавлев, — предисловие, гл. V—VI; инж. Р. Н. Гобза — гл. I и III; канд. техн. наук П. А. Овчинников — гл. II, VII; инж. Н. М. Сорокин, инж. А. Г. Атласов — гл. II; инж. В. Я. Меклер — гл. IV; инж. Г. Я. Загальский — гл. V; инженеры Р. Н. Гобза и В. Я. Меклер — приложения.

Настоящее пособие было рекомендовано к изданию главной редакционной коллегией справочников по монтажным работам в составе: А. К. Волнянский, Г. Г. Судаков, А. Н. Блинов, А. С. Клюев, В. Я. Копейко, Г. Ф. Кузнецов, Н. С. Мовсесов, В. М. Орлов, А. С. Орлов, А. К. Перешивкин, В. И. Перемысловский, В. П. Пушкин.

Авторы приносят благодарность инж. К. И. Гуськову за ценные замечания и советы, сделанные им при рецензировании книги.

Глава 1

ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ

1.1. СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Системой вентиляции называется комплекс устройств, обеспечивающих поддержание в помещениях, обслуживаемых этими устройствами, требуемых санитарно-гигиенических условий воздушной среды. Система вентиляции в зависимости от назначения помещений и технологических требований включает следующие установки (марка установки выбирается по СН 460-74): общеобменной приточной вентиляции (П), местной приточной вентиляции (П), кондиционирования воздуха (УКВ), общеобменной вытяжной вентиляции (В), местной вытяжной вентиляции (В), аспирационные (В), воздушные тепловые завесы (У), устройства естественной вентиляции: аэрация, дефлекторы, шахты (ВЕ).

Вентиляционная установка, а также установка кондиционирования воздуха включают комплекс элементов, обеспечивающих требуемые функции этих установок. В зависимости от назначения установки оборудуются приборами и аппаратурой, необходимыми для обработки воздуха, его перемещения и распределения, а также средствами автоматического регулирования и контроля. Кроме того, установки кондиционирования воздуха снабжаются источниками тепло- и холодоснабжения, насосами и трубопроводами для тепло- и холодоносителя, местными нагревателями, охладителями, осушителями и увлажнителями, а также вспомогательным электрооборудованием.

В отличие от системы вентиляции (СВ), система кондиционирования воздуха (СКВ) предназначена для автоматического поддержания в помещениях в течение всего года заданных параметров воздуха независимо от параметров наружного воздуха.

СКВ представляют собой комплекс устройств для создания и поддержания заданных кондиций воздушной среды в помещениях, а именно: температуры и влажности, чистоты, иногда газового состава, давления и скорости движения, а кроме того, заданного уровня шума.

1.2. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К СИСТЕМАМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

СКВ по своему назначению подразделяют на комфортные и технологические. Технологические СКВ должны обеспечивать параметры воздуха, отвечающие требованиям технологии данного производства с учетом санитарно-гигиенических норм. Требования, предъявляемые к отдельным вентиляционным установкам, определяются их назначением.

Местной приточной вентиляцией создаются необходимые по санитарным нормам условия воздушной среды на ограниченном пространстве производственных помещений с помощью воздушного душирования, воздушных оазисов, воздушных завес и других устройств. Назначение местной вытяжной вентиляции заключается в эффективном улавливании и удалении производственных вредностей (газы, пары, пыль) от мест их выделения с помощью непосредственно не связанных с технологическим оборудованием или встроенных в него местных отсосов в виде зонтов, бортовых отсосов, вытяжных шкафов и панелей, кожухов и др.

По эффективности действия местные отсосы делятся на две группы [1] — А и Б. В группу А входят местные отсосы, обеспечивающие полное (100%) улавливание выделяющихся производственных вредных выделений, в группу Б — местные отсосы, допускающие неполное улавливание производственных вредных выделений, содержание которых в зоне местных отсосов не превышало бы предельно допустимые концентрации (ПДК), установленные санитарными нормами для рабочей зоны помещений. К группе А относятся местные отсосы, предназначенные для улавливания вредных веществ с ПДК $\leqslant$ $\leqslant 1$ мг/м^3, а также пыли. К группе Б относятся местные отсосы, предназначенные для улавливания вредных выделений с ПДК $>$ > 1 мг/м^3.

Конструкция местных отсосов не должна затруднять обслуживание оборудования, снабженного отсосом, и препятствовать выполнению производственных операций. Конструктивное решение отсосов должно отвечать требованиям получения необходимого эффекта улавливания вредных выделений при минимальном объеме удаляемого отсосом воздуха. К аспирационным установкам, предназначенным для улавливания вредных веществ в местах их выделения, предъявляются те же требования, что и к установкам местной вытяжной вентиляции, предназначенной для локализации пылевыделений. Местные отсосы, выполняемые, как правило, в виде патрубков с воронками, присоединяются к аспирационным укрытиям оборудования, являющимся неотделимой его частью.

Выбивание пыли в помещения через рабочие проемы укрытий и через неизбежные их неплотности предотвращается созданием разрежения во всем объеме укрытия за счет работы местных отсосов. Число местных отсосов от единицы аспирируемого оборудования обусловливается характером и размерами этого оборудования. Как правило, местные отсосы располагают в зонах укрытия, в которых в результате работы оборудования или перемещения перерабатываемого материала создается положительное избыточное давление. Степень герметичности укрытия, а также соблюдение степени открытия смотровых окон и рабочих проемов, установленной требованиями эксплуатации, являются основными факторами, определяющими эффективность действия аспирационных установок.

При наладочных работах это требование должно строго контролироваться.

Общим требованием в соответствии со СНиП II-33-75, предъявляемым к установкам вытяжной вентиляции, является строгое соблюдение поддержания установленных концентраций вредных веществ в атмосферном воздухе населенных пунктов и атмосферном воздухе, подаваемом в помещения системами вентиляции и кондиционирования воздуха. Это обеспечивается: при малых содержаниях вредных веществ в вентиляционных выбросах рассеиванием вредностей в атмосферном воздухе; при значительных содержаниях вредных веществ применением специальных очистных устройств, обеспечивающих снижение содержания вредных веществ в выбросах до предела, установленного санитарными нормами.

[1] Серия АЗ-542, ГПИ Сантехпроект, 1972.

I.3. НАЛАДКА СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Обследованием санитарно-гигиенических условий в зданиях различного назначения установлено, что эффективность действия систем вентиляции и кондиционирования воздуха в этих зданиях не всегда отвечает действующим санитарным нормам.

Это может быть вызвано следующим:

ошибочностью исходных расчетных данных (валовых значений тепло-влаго-газовыделений и др.), выданных технологами в технических заданиях на проектирование вентиляции; отсутствием проверенных практикой отраслевых норм проектирования; неработоспособностью принятых систем автоматического регулирования (САР);

неудовлетворительным качеством выполнения строительно-монтажных работ (неплотности в воздуховодах, их соединениях, ограждениях камер, в каналах и др.);

несоответствием фактически установленного оборудования проекту (вентиляторы, приводы, теплообменные аппараты, приборы САР и др.);

нарушением установленных производственных процессов и правил эксплуатации технологического оборудования;

неудовлетворительной эксплуатацией систем вентиляции и кондиционирования воздуха в связи с отсутствием на предприятиях квалифицированного персонала, а также инструкций по эксплуатации.

Эффективная работа систем вентиляции и кондиционирования воздуха в зданиях любого назначения достигается в результате устранения перечисленных причин.

Наладочные работы разделяют на предпусковые испытания и регулировку установок вентиляции и кондиционирования воздуха (так называемая монтажная наладка), являющиеся завершающим этапом монтажных работ, и наладку систем на требуемый эффект, осуществляемую в условиях эксплуатации предприятий.

I.4. ПРЕДПУСКОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ И РЕГУЛИРОВКА ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Предпусковые испытания и регулировку установок вентиляции и кондиционирования воздуха выполняют в соответствии с требованиями СНиП III-28-75. Предпусковые испытания и регулировка систем необходимы для установления соответствия их проектным данным.

Предпусковые испытания проводят в подготовленных к приемке зданиях и сооружениях при наличии актов, оформленных монтажными организациями, о механическом опробовании вентиляторов и другого вентиляционного оборудования, имеющего электроприводы.

Вентиляционные установки, непосредственно связанные с тех-

нологическим оборудованием (местные отсосы, аспирируемые укрытия), испытывают и регулируют после окончания монтажа этого оборудования. Работа технологического оборудования при предпусковых испытаниях и регулировке вентиляционных установок не является обязательной. Установки кондиционирования воздуха допускается испытывать и регулировать до окончания монтажа систем автоматического регулирования (при ручном управлении).

Перед предпусковыми испытаниями следует ознакомиться с проектной документацией и проверить: соответствие фактически установленного вентиляционного оборудования (вентиляторы, калориферы, электроприводы, кондиционеры, фильтры, пылеотделители и др.) принятому в проекте; соответствие качества монтажа и степени эксплуатационной готовности вентиляционного оборудования техническим условиям (ТУ) и инструкциям по монтажу и эксплуатации этого оборудования заводов-поставщиков; соответствие качества изготовления и монтажа воздуховодов, каналов, вентиляционных камер и других устройств требованиям СНиП III-28-75.

На все выявленные при проверке отступления от проекта, не согласованные с проектной организацией, а также на дефекты монтажа составляются ведомости дефектов, передаваемые заказчику. Дефекты должны быть устранены к началу предпусковых испытаний установок. Отступления от проекта устанавливают по книге авторского надзора или по другой документации, имеющейся у заказчика.

При пусковых испытаниях необходимо проверить следующее:

соответствие проектным данным фактической производительности вентилятора;

соответствие проекту объемов воздуха, проходящего через воздухораздаточные или воздухоприемные устройства общеобменных установок и установок кондиционирования воздуха в отдельные помещения;

соответствие проекту объемов воздуха, перемещаемого через воздухоприемные и воздуховыпускные устройства местными вентиляционными установками, обслуживающими отдельные производственные места и технологическое оборудование;

выявить неплотности в воздуховодах и других элементах установок;

проверить на ощупь равномерность прогрева калориферов (осуществляется при наличии теплоносителя).

Если проверкой установлено, что производительность вентилятора, объем воздуха, проходящего через воздухораздаточные и воздухоприемные устройства, а также через местные отсосы, не соответствует проектным значениям, то вентиляционные установки следует отрегулировать.

Если после регулирования фактические расходы воздуха вентиляционной установки не соответствуют проектным, следует найти причину этого несоответствия.

Причинами могут быть ошибки, допущенные при проектировании или монтаже, а также дефекты вентиляционного оборудования. Выявив причины несоответствия фактических расходов воздуха проектным, разрабатывают необходимые рекомендации для их ликвидации (увеличивают скорость вращения колес вентилятора путем изменения диаметра шкива электродвигателя, заменяют электродвигатель, меняют установленный вентилятор на большой номер, изменяют расчетные сечения воздуховодов или живых сечений приточных решеток и т. п.).

Рекомендации передаются заказчику для согласования с проектной организацией и последующего их выполнения монтажной организацией.

Предпусковые испытания систем вытяжной вентиляции с естественным побуждением в жилых и общественных зданиях ограничивают установлением ее соответствия конструктивным данным, а также определяют наличие тяги (по отклонению тонких бумажных ленточек или путем задымления потока).

Степень неплотностей в воздуховодах и других элементах вентиляционной установки определяют по величине подсоса или утечки воздуха. Эта величина в воздуховоде и других элементах установки (кроме различного вида фильтров и клапанов отключенных ответвлений), согласно СНиП III-28-75, не должна превышать при длине сети до 50 м — 10%, а при большей длине — 15% подачи вентилятора. Подсосы или утечки воздуха в фильтрах и клапанах отключенных ответвлений не должны превышать величин, указанных в технических характеристиках на это оборудование.

Отклонения от проектных данных, выявленные при испытании установки, допускаются:

по объему воздуха, проходящего через головные участки воздуховодов общеобменных установок вентиляции и кондиционирования воздуха, на ±10%;

по объему воздуха, проходящего через воздухораздаточные или воздухоприемные устройства общеобменных установок вентиляции и кондиционирования воздуха, на ±20%;

по объему воздуха, подаваемого установками кондиционирования воздуха в помещения особого назначения (операционные больниц, кабинеты, пульты управления и др.), которые требуют точного поддержания расчетных параметров воздуха и оборудованы одним или двумя воздухораспределительными устройствами, на ±10%;

по объему воздуха, проходящего через головные участки воздуховодов местных вытяжных установок, а также удаляемого местными отсосами, на ±10%.

Закончив предпусковые испытания и регулировку вентиляционных установок, составляют следующую документацию:

акт по форме, приведенной в прил. 1;

паспорт на каждую вентиляционную установку по форме, приведенной в прил. 2.

Акт о выполнении предпусковых испытаний и регулировке вентиляционной установки предъявляется при приемке в эксплуатацию и является обязательным приложением к приемо-сдаточному акту.

При предпусковых испытаниях и регулировке установки целесообразно проводить работы в следующей последовательности:

ознакомиться с проектом вентиляции;

ознакомиться с натурой, чтобы выявить отступления от проекта, допущенные при монтаже, нанести на проектные аксонометрические схемы отступления (без точного соблюдения масштаба), выявить дефекты монтажа и составить ведомости дефектов;

проверить устранение дефектов монтажа;

нанести на схемы систем условными обозначениями точки измерения с порядковой нумерацией (считая от вентилятора к наиболее отдаленному участку сети);

перенести со схемы на натуру с разметкой мелом на воздуховодах расположения отверстий для замеров (питометражных лючков);

сделать отверстия в воздуховодах по разметке (выполняет монтажная организация);

проверить все воздухорегулирующие устройства (клапаны, диафрагмы и т. п.) и установить их в положение полного открытия;

провести аэродинамическое испытание установки;

рассчитать результаты испытания и занести их в соответствующие таблицы паспорта вентиляционной установки;

определить по степени соответствия проектным и фактически замеренным расходам воздуха необходимость регулировки установки;

разработать (в случае необходимости) для последующего согласования с проектной организацией рекомендации по устранению причин несоответствия проектных и фактических расходов воздуха;

отрегулировать расходы воздуха, разметив рисками соответствующие расположения регулирующих устройств (клапанов и т. п.);

составить и передать заказчику паспорта на отрегулированные установки и акты на произведенные предпусковые испытания;

проконтролировать правильную установку лючков или заглушек на отверстия в воздуховодах, предусмотренные для пневмометрических измерений.

Перед началом пусконаладочных работ инструктируют наладчиков по технике безопасности и проверяют наличие и соответствие требованиям техники безопасности необходимых вспомогательных устройств.

Указания по технике безопасности приведены в главе VII.

Предпусковые испытания и регулировку установки выполняют парными звеньями (старший техник и техник), число которых зависит от объема работ. Звеньями руководит инженер (производитель работ).

Каждое звено должно иметь набор следующей основной и протарированной контрольно-измерительной аппаратуры:

Микроманометр	1 шт.
Пневмометрическая трубка длиной 0,5 м	1 »
Пневмометрическая трубка длиной 1 м	1 »
Пневмометрическая трубка длиной 1,5 м	1 »
Резиновые шланги с внутренним диаметром 4—5 мм	16 м
Анемометр крыльчатый	1 шт.
То же, чашечный	1 шт.
Секундомер	1 »
Термометр	1 »
Тахометр	1 »
Рулетка до 10 м	1 »
Метр складной	1 »
Фонарь карманный	1 »
Чемодан для аппаратуры	1 »
Специальные приборы (термощупы, шумомеры и др.)	

Предпусковые испытания и наладка систем вентиляции в объеме, предусмотренном СНиП III-28-75, входят в стоимость строительно-монтажных работ, выполняемых, как правило, специализированными управлениями монтажных организаций.

I.5. ИСПЫТАНИЕ И НАЛАДКА ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК НА САНИТАРНО-ГИГИЕНИЧЕСКИЙ ЭФФЕКТ

Системы вентиляции и кондиционирования воздуха, находящиеся в эксплуатации, следует, согласно требованиям Госсанинспекции, периодически испытывать, а в случае необходимости и налаживать в соответствии с санитарно-гигиеническими требованиями.

Необходимость испытания и наладки вентиляции на санитарно-гигиенический эффект, как правило, устанавливается по результатам

санитарно-гигиенических обследований состояния воздушной среды помещений, проводимых санитарно-эпидемиологическими станциями (СЭС), силами заводских лабораторий или специализированными организациями. В отдельных случаях, если предприятие не имеет результатов санитарно-гигиенических обследований помещений или они устарели, необходимость в наладочных работах определяется на основе визуальной фиксации неудовлетворительного состояния воздушной среды в помещениях (высокой температуры, влажности, загазованности или запыленности воздуха).

Объем и содержание работ по испытанию и наладке вентиляционной установки на санитарно-гигиенический эффект определяются программой работ, составляемой на основе предварительного визуального обследования вентилируемых помещений с учетом фактического санитарно-гигиенического состояния воздушной среды в рабочей зоне этих помещений.

При предварительном обследовании необходимо осуществить следующие мероприятия:

ознакомиться с проектом;

выявить дефекты монтажа, вентиляционного оборудования и воздуховодов и составить ведомость дефектов;

проверить эксплуатационное состояние вентиляционного оборудования (вентиляторов, кондиционеров, теплообменников, пылеотделителей, фильтров и др.) и при наличии дефектов составить соответствующую ведомость дефектов. При проверке качества монтажа и эксплуатационного состояния вентиляционного оборудования руководствуются соответствующими техническими условиями или инструкциями заводов-поставщиков по монтажу и эксплуатации этого оборудования;

выявить недостатки, допущенные при эксплуатации вентиляции;

предварительно по визуальной оценке для составления программы последующих наладочных работ определить причину неудовлетворительной эффективности действия системы вентиляции в целом, а также отдельных установок и элементов этих установок (местные отсосы, воздухоочистные устройства, душирующие патрубки и др.);

решить вопрос о способе определения количества поступлений в помещение тепла, влаги или газов расчетом или проведением воздушного баланса по теплу, влаге и газу.

Валовые значения тепло-, влаго- и газовых выделений определяются расчетом с участием технологов предприятия;

устанавливают соответствие технологического процесса и состояния производственного оборудования требованиям санитарных норм;

проверяют соответствие объемно-планировочного решения помещения (здания) требованиям санитарных норм;

выявляют дефекты эксплуатационного состояния внешних ограждений здания, влияющих на работу вентиляции (битое остекление, неплотности притворов окон, дверей и др.), и составляют соответствующую ведомость.

При выявлении несоответствия санитарным нормам организации технологических процессов и состояния производственного оборудования, исключающих возможность обеспечить средствами вентиляции требуемые условия труда в помещениях, наладчики совместно с технологами предприятия разрабатывают мероприятия по устранению этих несоответствий (герметизация и термоизоляция оборудования, замена ручных процессов на механизированные и др.). Предприятие устраняет дефекты, выявленные обследованием и ука-

занные в ведомостях дефектов, в сроки, предусмотренные графиком на выполнение наладочных работ.

Результаты предварительного обследования вентилируемого помещения (здания) являются основанием для составления программы работ. Программа работ должна содержать данные о цели, видах, последовательности и методах выполнения работ. Предварительное обследование помещений и составление программы работ осуществляется квалифицированным инженером-руководителем работ по наладке вентиляции на данном предприятии. Если в результате предварительного обследования вентилируемого помещения или при наладочных работах устанавливают, что достигнуть требуемой эффективности вентиляции без частичной или полной ее реконструкции невозможно, программа работ корректируется и производятся натурные испытания. При этом определяют необходимые исходные данные для составления проекта реконструкции систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

Программой испытаний предусматривается следующее:

определить характер и количество выделяющихся в помещении вредных веществ (в том числе удельные выделения вредных веществ на единицу основного технологического оборудования, на 1 т/ч выпускаемой продукции или израсходованного топлива или на 1 кВт электроэнергии и т. п.);

выявить распределение в помещении температур и влажности воздуха, а также концентрацию вредных паров, газов и пыли;

найти значение коэффициента m, определяющего долю от общих выделений вредных веществ, непосредственно влияющих на состояние воздуха рабочей зоны помещения;

представить наиболее целесообразные по технико-экономическим требованиям схемы организации воздухообменов (например, сосредоточенный выпуск приточного воздуха и т. д.);

подготовить эскизные чертежи с указанием основных размеров местных отсосов, необходимого количества удаляемого воздуха, и значений коэффициентов местных сопротивлений отсосов;

дать рекомендации по защите атмосферного воздуха от загрязнения, а также рекомендации, обеспечивающие соблюдение требований, предъявляемых к системам вентиляции;

наладить общеобменные приточные и вытяжные механические установки и аэрационные устройства;

проверить эффективность работы вентиляции после ее наладки при повторных измерениях параметров воздуха и повторных отборах проб воздуха на содержание вредных выделений в рабочей зоне помещения (в тех же точках, что и в начале работы).

При проведении наладочных работ разрабатываются мероприятия, рекомендуемые для достижения требуемой эффективности действия отдельных вентиляционных установок или системы в целом. К таким мероприятиям относятся замена вентиляторов или шкивов на электродвигателях, герметизация воздуховодов и вентиляционных камер, частичное или полное изменение конструкций местных отсосов и другие мероприятия, выполнение которых должно быть обеспечено в процессе наладки силами предприятия.

К началу испытаний в соответствии с программой работ устанавливают и наносят на планы помещений места отбора проб воздуха на содержание производственных вредных выделений.

Последовательность проведения испытаний и наладки систем кондиционирования воздуха описана далее в главе III.

Глава II

ПРИБОРЫ ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ И НАЛАДКИ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

II.1. ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ВОЗДУХА

Приборы для измерения давления воздуха, как правило, классифицируются по виду измеряемого давления и принципу действия. Первый признак определяет измеряемое прибором давление — атмосферное, избыточное давление или разрежение (вакуум). По принципу действия приборы делятся на жидкостные, мембранные, пружинные, электрические и комбинированные. Все приборы характеризуются классом точности.

Барометр-анероид (рис. II.1). Для измерения атмосферного давления применяется барометр-анероид. Принцип действия его основан на свойстве упругих тел изменять свою форму в зависимости от величины производимого на них давления. Приемником давления в анероиде служит металлическая коробка *1* с волнистыми поверхностями. В коробке создано разрежение, а для того чтобы атмосферное давление не сплющило ее, плоская пружина *4* оттягивает крышку коробки вверх. При увеличении атмосферного давления коробка сжимается и конец пружины опускается, а при уменьшении давления наблюдается обратная картина. К пружине с помощью передаточного механизма *2* прикреплена стрелка указателя *3*, которая передвигается вправо или влево при изменении давления. Под стрелкой на циферблате нанесены деления, соответствующие показаниям барометра, мм рт. ст. и мб. Так, число 750, против которого стоит стрелка анероида, показывает, что в данный момент атмосферное давление равно 750 мм рт. ст. или 1000 мб.

Для снижения влияния температуры на величину деформации коробки и пружины анероид снабжен температурным компенсатором. Положение стрелки прибора регулируют регулировочным винтом, расположенным в дне корпуса. Вращая винт, устанавливают стрелку в нужное положение.

Баротермогигрометр. Для измерения атмосферного давления можно воспользоваться баротермогигрометром (БМ-2), выпускаемым Рижским опытным заводом Гидрометеоприборов (рис. II.2). Пределы измерения давления от 700 до 800 мм рт. ст. Допускаемая погрешность ± 5 мм рт. ст. Механизм прибора состоит из узлов барометра, гигрометра и термометра. Чувствительным элементом узла барометра является мембранная барокоробка *1*. При изменении атмосферного давления верхний центр мембранной барокоробки перемещается. Это перемещение с помощью передаточного механизма преобразуется в движение стрелки давления *2* по шкале прибора. Чувствительным элементом узла гигрометра, реагирующим на изменение влажности воздуха, является капроновая нить *3*. При измене-

нии влажности капроновая нить изменяет свою длину, в результате чего оттянутая середина нити перемещается. Это перемещение с помощью передаточного механизма преобразуется в движение стрелки влажности *4* по шкале прибора. Погрешность при измерении относительной влажности составляет ±10%. Измерителем температуры служит жидкостный термометр *5* (толуоловый), который укреплен на шкале прибора. Допустимая погрешность при изменении температуры составляет ±1,5° С.

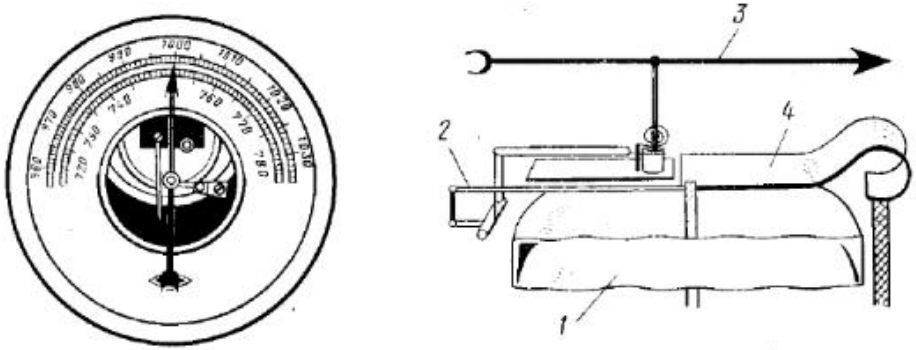


Рис. II.1. Барометр-анероид

Баротермогигрометр можно устанавливать на столе, полке или подвешивать в месте, удаленном от отопительного прибора или нагретого оборудования и окон на расстоянии около 1 м. Для установки или подвески прибора служит съемная подставка, которую вставляют в прибор в двух положениях — для установки и подвески прибора.

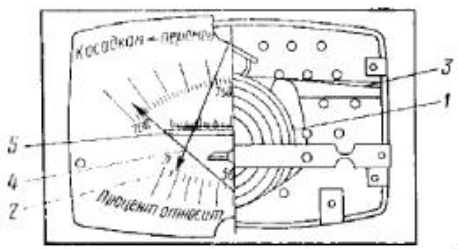


Рис. II.2. Баротермогигрометр

Величину атмосферного давления и направление его изменения определяют по положению стрелки давления относительно шкалы давления (верхняя шкала). Для этого стрелку фиксатора с помощью рукоятки совмещают со стрелкой давления. Величина смещения стрелки давления относительно стрелки фиксатора, отсчитанная по шкале по истечении некоторого периода времени, определит величину изменения давления за этот период. При смещении стрелки давления в сторону его повышения можно ожидать улучшения погоды (летом — уменьшения облачности, прекращения осадков и прояснения, зимой — также и понижения температуры).

При смещении стрелки давления в сторону его понижения можно ожидать ухудшения погоды.

Барограф. Для непрерывного измерения и регистрации атмосферного давления служат барографы. Чувствительной частью барографа является группа коробок, конструкция которых та же, что и у анероида. Число коробок достигает десяти и более. Они расположены друг над другом и соединены с помощью соединительной трубки. От числа коробок зависит чувствительность прибора. Вместо упругой пластины, как это сделано в анероиде, внутри каждой коробки барографа установлена пружина. Нижняя коробка опирается на основание корпуса прибора, а верхняя — через рычажный механизм управляет алюминиевой стрелкой с пером, положение которой показывает величину давления. Перо касается ленты, охватывающей барабан, который в свою очередь приводится в движение часовым механизмом. На диаграммной ленте по горизонтали нанесены деления в мм рт. ст., а по вертикали — линия для отсчета времени. Корпус барографа имеет откидную крышку. На дне корпуса размещен винт для установки пера на требуемом делении шкалы диаграммы. Перед измерением стрелку прибора необходимо установить по контрольному барометру.

Для измерения давлений больших или меньших атмосферного применяются манометры и микроманометры. Приборы, с помощью которых измеряется разность давлений, называются дифференциальными манометрами.

Жидкостные манометры. С помощью почти всех жидкостных манометров можно измерять разность давлений и рассматривать их как дифференциальные манометры.

Простейший **жидкостный манометр** (рис. II.3) представляет собой U-образную стеклянную трубку *1*, закрепленную на деревянной подставке *2*. Между стеклянными трубками размещена шкала *3* с миллиметровыми делениями. В середине шкалы наносится нулевая отметка, откуда вверх и вниз ведется отсчет. Манометр заполняется подкрашенной водой до нулевой отметки. Разность давлений определится по расстоянию между мениском в обеих трубках, т. е. сумма отсчета в мм шкале (вверх и вниз от нулевой отметки) показывает разность давлений в мм вод. ст. или кгс/м².

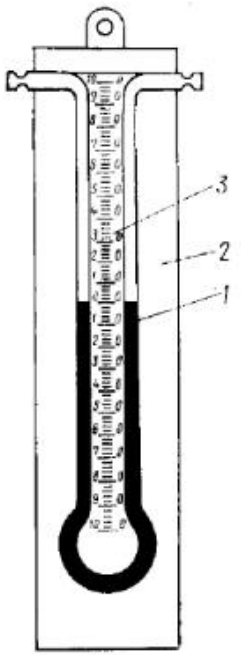


Рис. II.3. Жидкостный манометр

Для уменьшения влияния эффекта капиллярности трубка манометра должна иметь внутренний диаметр не менее 5—6 мм. Как правило, точность отсчета равна ±0,5 мм, поэтому, считая допустимую ошибку в пределах 3—4%, манометр рекомендуется применять при измерении давления более 20 кгс/м².

При измерении трубка U-образного манометра устанавливается строго вертикально. При заполнении манометра этиловым спиртом или керосином вместо воды можно получить более четкий мениск. Благодаря тому, что плотность этих жидкостей меньше единицы, точность отсчета повышается и прибор можно применять для измерения разности давлений в 12—15 мм вод. ст.

Истинное давление $P_{ист}$, кгс/м², в этом случае следует определять по формуле

$$P_{ист} = P_м \rho_ж, \qquad (II.1)$$

где $P_м$ — разность уровней жидкости, замеренная по шкале манометра, мм; $\rho_ж$ — плотность жидкости, залитой в манометр, г/см³.

При измерении давлений больше 1000 кгс/м² манометр целесообразно заполнять ртутью с $\rho_{рт}=13{,}6$ г/см³.

Пример II.1. Разность уровней ртути в манометре $P_м=620$ мм, плотность ртути $\rho_{рт}=13{,}6$ г/см³. Определить величину истинного давления.

Решение. По формуле (II.1) находим:
$P_{ист}=620\cdot13{,}6=8432$ кгс/м².

Тягомер (рис. II.4) или чашечный манометр с вертикальной или наклонной неподвижной шкалой отличается от U-образного манометра тем, что одна трубка заменена резервуаром. Площадь резервуара в 500—700 раз больше площади трубки, т. е. объем резервуара достаточно велик, поэтому снижением уровня жидкости в нем пренебрегают. Отсчет ведется по уровню жидкости в трубке. Точность измерения тягомера с вертикальной шкалой такая же, как и U-образного манометра. Точность измерения повышается, если тягомер имеет наклонную шкалу (см. рис. II.4). Благодаря наклону трубки увеличивается длина столба жидкости. В зависимости от угла наклона трубки манометра минимальное давление, которое может быть им замерено, составляет 1—4 кгс/м².

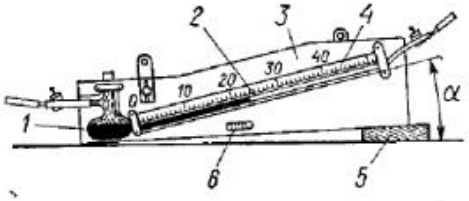


Рис. II.4. Тягомер

1 — резервуар с жидкостью; *2* — стеклянная трубка; *3* — основание; *4* — шкала; *5* — клин; *6* — уровень

Действительная величина измеряемого давления тягомером с наклонной шкалой определяется по формуле

$$P_{ист}=l\sin\alpha\rho_ж, \qquad (II.2)$$

где $P_{ист}$ — измеряемое давление, кгс/м²; l — длина столба жидкости в трубке, мм; α — угол наклона трубки, град; $\rho_ж$ — плотность жидкости, г/см³.

Пример II.2. Длина столба спирта $l=30$ мм, угол наклона трубки $\alpha=11°30'$ ($\sin\alpha=0{,}2$), плотность спирта $\rho_ж=0{,}81$.

Определяем величину действительного давления.

Решение. По формуле (II.2) находим:
$P_{ист}=30\cdot0{,}2\cdot0{,}81=4{,}86$ кгс/м².

При уменьшении угла увеличивается длина столба жидкости, т. е. повышается точность измерения давления.

При измерении давления тягометр устанавливается по уровню. Нулевое деление шкалы приводят к уровню мениска жидкости в трубке, перемещая шкалу вдоль трубки. Затем тягомер подключают к испытуемому объекту и измеряют давление.

Микроманометр — прибор для измерения малых перепадов давления. Принцип действия его аналогичен тягомеру, но в отличие от последнего микроманометр имеет конструктивные преимущества: угол наклона трубки можно менять и фиксировать в определенных положениях, станину прибора устанавливать с помощью винтов по уровням и др.

Микроманометр ЦАГИ (рис. II.5) представляет закрытый цилиндрический резервуар *1*, вставленный в обойму *2*. Резервуар размещен на станине *3*, оборудованной уровнями *4* и регулировочными винтами *5*. Измерительная трубка *8* расположена в защитном кожухе, ее верхняя часть соединена с металлической трубкой, заканчивающейся штуцером *9*, а нижняя часть — с полостью резервуара, снабженного штуцером *10*. Резервуар свободно вращается вокруг оси, обеспечивая нужный угол наклона измерительной трубки. Угол наклона измерительной трубки на стойке *6* фиксируется стопорным устройством 7. Стойка имеет отверстия с цифрами 0,125; 0,25 и 0,5, указывающими на значение синуса угла наклона измерительной трубки. Вертикальному положению трубки соответствует значение $\sin\alpha=1$, при этом резервуар поворачивается до специального упора.

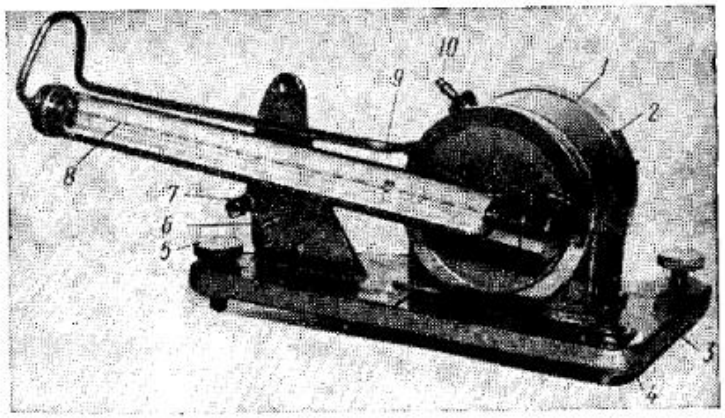


Рис. II.5. Микроманометр ЦАГИ

Давление $P_{ист}$, замеренное микроманометром ЦАГИ, подсчитывается по формуле

$$P_{ист}=(H_{кон}-H_{нач})\sin\alpha\rho_ж K, \qquad (II.3)$$

где $H_{кон}$ и $H_{нач}$ — соответственно конечный и начальный отсчеты по шкале прибора, мм; α — угол наклона измерительной трубки прибора, град (значения $\sin\alpha$ нанесены на стойке прибора); $\rho_ж$ — плотность жидкости, заправленной в прибор, г/см³; K — тарировочный коэффициент, приведенный в паспорте прибора.

Погрешность микроманометра ЦАГИ не превышает от ±1 до ±1,5% верхнего предела измерения. Перепад давления измеряют в следующей последовательности. Прибор с помощью уровней устанавливают в горизонтальное положение. Выбирают угол наклона трубки от максимального ($\sin\alpha=1$) значения к допустимому. При отключенном микроманометре определяют так называемый начальный отсчет. Подключая к штуцерам *9* и *10* (см. рис. II.5) резиновые трубки от приемников давления, записывают показания конечной величины. Микроманометром ЦАГИ измеряют давления в пределах 1—160 кгс/м².

Пример II.3. Отсчет по шкале прибора $H_{кон}=80$ мм, начальный отсчет $H_{нач}=5$ мм, значение $\sin\alpha=0{,}25$, плотность спирта $\rho=0{,}82$, тарировочный коэффициент $K=0{,}98$. Вычислить действительное давление жидкости.

Кемеровская ... научная библиотека Осковской ...

Решение. По формуле (II.3) определяем:
$P_{ист} = (80-5)0{,}25 \cdot 0{,}82 \cdot 0{,}98 = 15$ кгс/м².

Микроманометр типа ММН (рис. II.6) — наиболее используемый прибор при наладочных работах для измерения давления, разрежения и перепада давления неагрессивных газов. Прибор можно также переносить для периодических точных замеров при исследовательских работах и проверке эксплуатационных приборов. Пределы измерения для микроманометра ММН составляют 0—240 кгс/м² при статическом давлении 0,1 кгс/см².

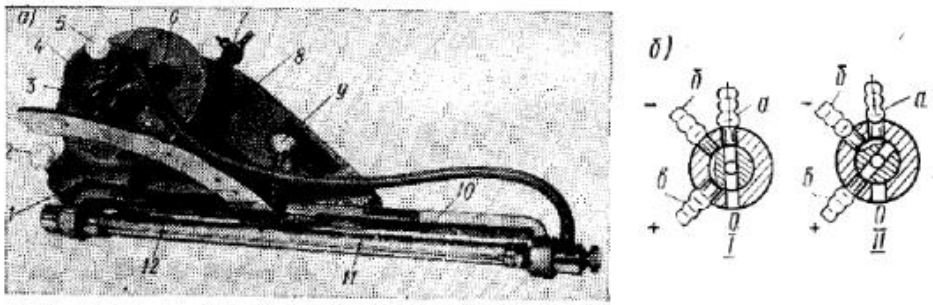


Рис. II.6. Микроманометр типа ММН

а — общий вид; *б* — схема включения трехходового крана; *I* — при контроле нуля, II — при замерах

Микроманометры выпускаются классом 0,5 и 1. Заполняются этиловым спиртом с $\rho = 0{,}8095$ г/см³.

Конструкция прибора следующая. На плите *1* укреплен резервуар *3*, герметически закрытый крышкой на резиновой прокладке. На крышке смонтированы трехходовой кран *4*, заливочная пробка *6*, закрывающая отверстие для заливки, и регулятор нулевого положения мениска *5*, служащий для установки мениска спирта в измерительной трубке на нулевой риске шкалы. К плите крепится кронштейн *10*, с измерительной стеклянной трубкой *11*. Трубка снабжена защитным кожухом. Концы измерительной трубки уплотняют сальниками с резиновыми кольцами. Нижняя часть измерительной трубки через штуцер и резиновую трубку сообщается с резервуаром, а верхний ее конец сообщается с трехходовым краном.

Измерительную трубку устанавливают так, чтобы ось вращения кронштейна проходила через нуль шкалы. Шкала измерительной трубки имеет длину 300 мм, наименьшее деление шкалы 1 мм. Для установки кронштейна с измерительной трубкой на требуемый угол наклона к плите *1* прикреплена дугообразная стойка *12* с пятью отверстиями, соответствующими определенным значениям постоянной прибора K (0,2; 0,3; 0,4; 0,6 и 0,8), величина которой обозначена на стойке против каждого отверстия. Кронштейн *10* фиксируется на стойке *12* в необходимом положении с помощью фиксатора *9*, который укреплен на втулке кронштейна. Для установки микроманометра в горизонтальное положение на плите имеется два уровня *8* с цилиндрическими ампулами. Прибор приводится в горизонтальное положение двумя регулировочными винтами *2*.

Микроманометр заполняют спиртом через отверстие в крышке с пробкой *6*, а выливают через сливной кран *7*, расположенный в нижней части резервуара. Для измерения прибор подключается резиновыми шлангами, надеваемыми на штуцера трехходового крана. Трехходовой кран имеет три штуцера (рис. II.6, *б*), обозначенных буквами *а*, *б* и *в*, и отверстие для сообщения с атмосферой. Штуцер *а* используется для постоянного соединения крана со стеклянной измерительной трубкой.

Каналы в трехходовом кране расположены таким образом, что при повороте его против часовой стрелки до упора резервуар и измерительная трубка сообщаются с атмосферой, а отверстия к штуцерам *б* и *в* перекрыты. При этом положении крана проверяют нуль прибора. При повороте крана по часовой стрелке до упора штуцер *в* сообщается с резервуаром, а штуцера *а* и *б* сообщаются между собой и с измерительной трубкой. При этом отверстие для сообщения с атмосферой перекрывается. При измерении давления резиновая трубка, идущая от места замера, надевается на штуцер *в*, а при измерении разрежения — на штуцер *б*. При измерении динамического давления плюсовая трубка надевается на штуцер *в*, а минусовая — на штуцер *б*. Действие прибора основано на гидростатическом принципе. При равенстве давления над спиртом в резервуаре и в стеклянной трубке уровень его устанавливается на одном горизонте. Включают прибор таким образом, чтобы давление над спиртом в резервуаре было всегда больше, чем в измерительной трубке. При этом уровень спирта в резервуаре понижается, а в измерительной трубке повышается.

Правила пользования микроманометром следующие:

установить прибор на устойчивом столе, плите и т. п.;

отрегулировать регулировочными винтами *2* положение прибора, чтобы в каждом уровне воздушный пузырек стоял в центре;

установить кронштейн *10* с измерительной трубкой *11* в крайнее верхнее положение, соответствующее $K = 0{,}8$;

повернуть трубку трехходового крана *4* против часовой стрелки до упора;

установить «регулятор нулевого положения» в верхнее положение;

вывернуть из крышки пробку *6* и залить в резервуар этиловый спирт (с плотностью $\rho = 0{,}8095 \pm 0{,}005$ г/см³) в таком количестве, чтобы уровень его в стеклянной измерительной трубке установился приблизительно против нулевого деления шкалы, а затем поставить на место пробку *6*, и завернуть ее до отказа;

надеть на штуцер *б* трехходового крана отрезок резиновой трубки и поставить пробку трехходового крана в рабочее положение, поворачивая ее по часовой стрелке до упора. Поднять подсосом уровень спирта в стеклянной измерительной трубке примерно до конца шкалы и убедиться в отсутствии воздушных пробок в столбике спирта. В случае обнаружения воздушных пробок выдуть их вместе со спиртом в резервуар;

повернуть пробку трехходового крана против часовой стрелки до упора, поставить кронштейн с измерительной трубкой на необходимый наклон и регулятором уровня окончательно скорректировать нуль;

соединить прибор с объектом измерения и проверить положение прибора по уровням; если прибор сбился, подрегулировать его регулировочными винтами;

повернуть пробку трехходового крана по часовой стрелке до упора и приступить к отсчетам;

во время работы периодически контролировать нуль прибора, поставив трехходовой кран в положение контроля, а также следить за положением прибора по уровням.

Этиловый спирт, заливаемый в микроманометр, чтобы лучше видеть мениск, подкрашивают метиловым красным красителем «метилрот» (50 мг красителя на 1 л спирта).

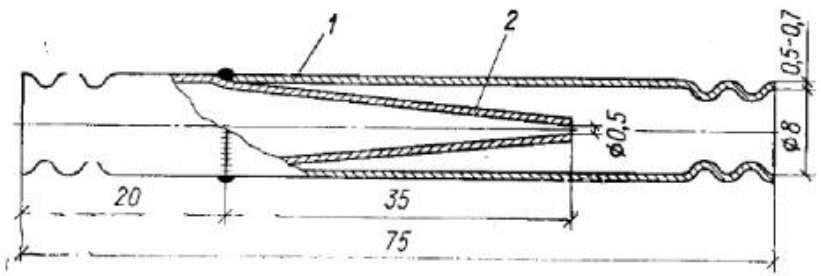


Рис. II.7. Демпфер

1 — металлическая цилиндрическая трубка; *2* — трубка с заостренным концом

Погрешность показаний прибора не выходит за предел, указанный в выпускном аттестате в том случае, если залитый в прибор спирт имеет плотность $0{,}8095 \pm 0{,}005$ г/см³.

Для устранения влияния пульсации воздушного потока на положение мениска жидкости в трубке микроманометра вставляют демпфер (рис. II.7) в один из резиновых шлангов, соединяющих микроманометр с пневмометрической трубкой.

Давление, измеряемое микроманометром, определяется следующей зависимостью:

$$P = Hc \sin \alpha \rho_{сп}, \qquad (II.4)$$

где H — отсчет по шкале прибора, мм; c — тарировочный коэффициент; $\sin \alpha$ — синус угла наклона трубки микроманометра; $\rho_{сп}$ — плотность спирта, г/см³, при температуре 20° С.

Обычно произведение $c \sin \alpha \rho_{сп}$ обозначается буквой k и называется постоянным множителем прибора. Значения k нанесены на дугообразной стойке прибора.

Если при измерении применяют жидкость с плотностью, не совпадающей с плотностью спирта, или температура спирта ($t_ж$) отлична от $t = 20°$ С, то необходимо пересчитать полученный результат по следующей зависимости:

$$P = \frac{\rho_ж}{0{,}8095} \frac{1}{1 + \beta (t_ж - 20)} Hk, \qquad (II.5)$$

где β — коэффициент объемного расширения. Для спирта $\beta = 0{,}0011$, для воды $\beta = 0{,}00015$.

Пример II.4. Отсчет по шкале микроманометра $H = 100$ мм при постоянном множителе $k = 0{,}2$. Температура воздуха в месте установки прибора $t = 0°$ С. Плотность спирта $\rho_{сп} = 0{,}83$ г/см³ при $t = 0°$ С. Определяем величину действительного давления.

Решение. По формуле (II.5) находим:

$$P = \frac{0{,}83}{0{,}8095} \frac{1}{1 + 0{,}0011 (0 - 20)} 100 \cdot 0{,}2 \approx 21 \text{ кгс/м}^2.$$

Возможны следующие неисправности прибора:

ослаблены резиновые трубки на штуцерах;

ослаблены крепления кронштейна *9*;

пропуск воздуха через прокладку крышки резервуара, корпус трехходового крана и отвод под резервуаром;

пропуск воздуха через сальник оси регулирующего барабана;

сломана измерительная стеклянная трубка.

К основным способам устранения неисправностей прибора относится:

замена трубки;

подтягивание верхней гайки на корпусе крана и нижней фасонной гайки хвостовика пробки крана;

подтягивание специальной гайки, находящейся на оси кронштейна между стойкой и резервуаром;

подтягивание соответствующих винтов и гаек или замена прокладок;

добавление просаленной асбестовой набивки или замена всей набивки новой;

замена поломанной стеклянной трубки.

Стеклянную трубку меняют в такой последовательности:

сжимают пальцами защитный кожух и сдвигают влево, выводя его из правой колодки, ставят кожух слегка на перекос, чтобы он проходил мимо правой колодки и, вынув его из левой колодки, удаляют из прибора;

вывинчивают зажимные штуцера и удаляют остатки поломанной стеклянной трубки;

вынимают из гнезд прокладочные и уплотнительные кольца и выдувают сжатым воздухом осколки стекла, которые могли попасть в каналы;

осматривают резиновые уплотнительные кольца и в случае надобности заменяют их новыми;

надевают на новую стеклянную трубку зажимные штуцера, прокладочные и резиновые кольца, располагая их в последовательности, соответствующей их рабочему положению, и сдвигают их предварительно к середине трубки;

заводят трубку в колодки и устанавливают на свое место уплотняющие детали, причем зажимные штуцера завертывают, но не затягивают;

выставляют стеклянную измерительную трубку так, чтобы геометрическая ось вращения ее проходила через нуль шкалы, и затягивают зажимные штуцера. Это необходимо для того, чтобы при переходе с одного наклона на другой уровень спирта не уходил с нуля;

устанавливают защитный кожух, для чего сжимают его пальцами и заводят поочередно сначала в одну колодку, а затем в другую.

После замены стеклянной измерительной трубки прибор проверяют на плотность при давлении 0,2 кгс/см² и на правильность показаний по эталонному прибору. В случае когда после замены измерительной стеклянной трубки погрешность показаний прибора выходит за допустимые пределы, прибор направляют в специализированную мастерскую по ремонту контрольно-измерительных приборов для переградуировки. Это же относится и к замене на микро-

манометре поврежденных уровней. Микроманометры хранят в закрытом помещении при температуре от 0 до 55° С и относительной влажности не более 90%. В окружающей среде не должно быть примесей, вызывающих коррозию деталей прибора. При длительном хранении неокрашенные поверхности смазывают техническим вазелином.

В комплект микроманометра ММН кроме самого прибора входят:

запасная измерительная трубка	1 шт.
шомпол для прочистки трубки	1 »
подкладки под регулировочные винты прибора	3 »
запасные уплотнительные кольца для измерительной трубки	4
набивка для сальника регулятора нулевого положения мениска	6 г
футляр	1 шт.
инструкция	1экз.
выпускной аттестат	1 »

Микроманометры изготовляются Лубненским заводом счетных машин (Лубны Полтавской обл., ул. Советская, д. 126).

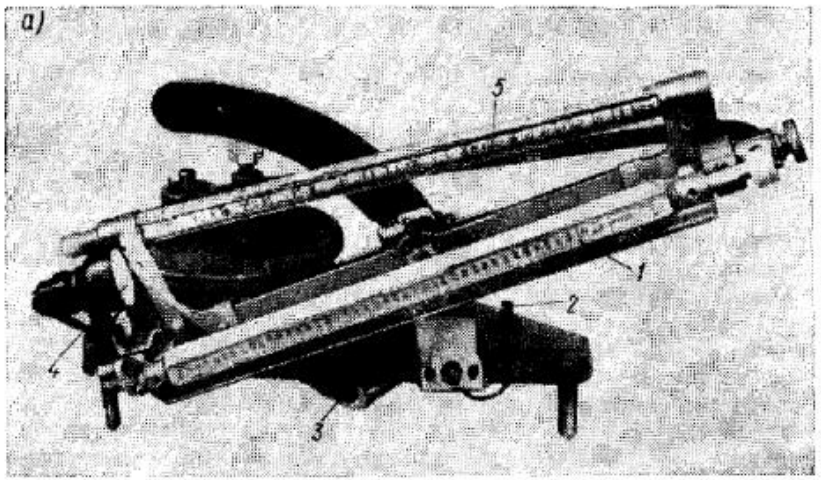


Рис. II.8. Усовершенствование микроманометра ММН

а — общий вид; *б* — переключатель давлений

При наладочных работах необходимо иметь прямые показания скорости воздуха, освещения шкалы прибора и минимума его настроек. В связи с этим в наладочных организациях занимаются усовершенствованием заводской конструкции. Одно из таких усовершенствований прибора показано на рис. II.8. К микроманометру ММН установлена дополнительная приставка, закрепленная на концах подвижного кронштейна (*1* и *5*, рис. II.8, *а*). Приставка *1* представляет собой восьмигранный стержень закрепленный к выступам подвижного кронштейна. На гранях стержня нанесены деления через 5,10 мм и показаны значения давлений и скоростей для $K=0,1$; 0,2 и 0,4, а для $K=0,6$ и 0,8 — только значения давлений. Телескопическая приставка *5* позволяет определять по скорости и площади воздуховода расход воздуха, а также решать обратную задачу.

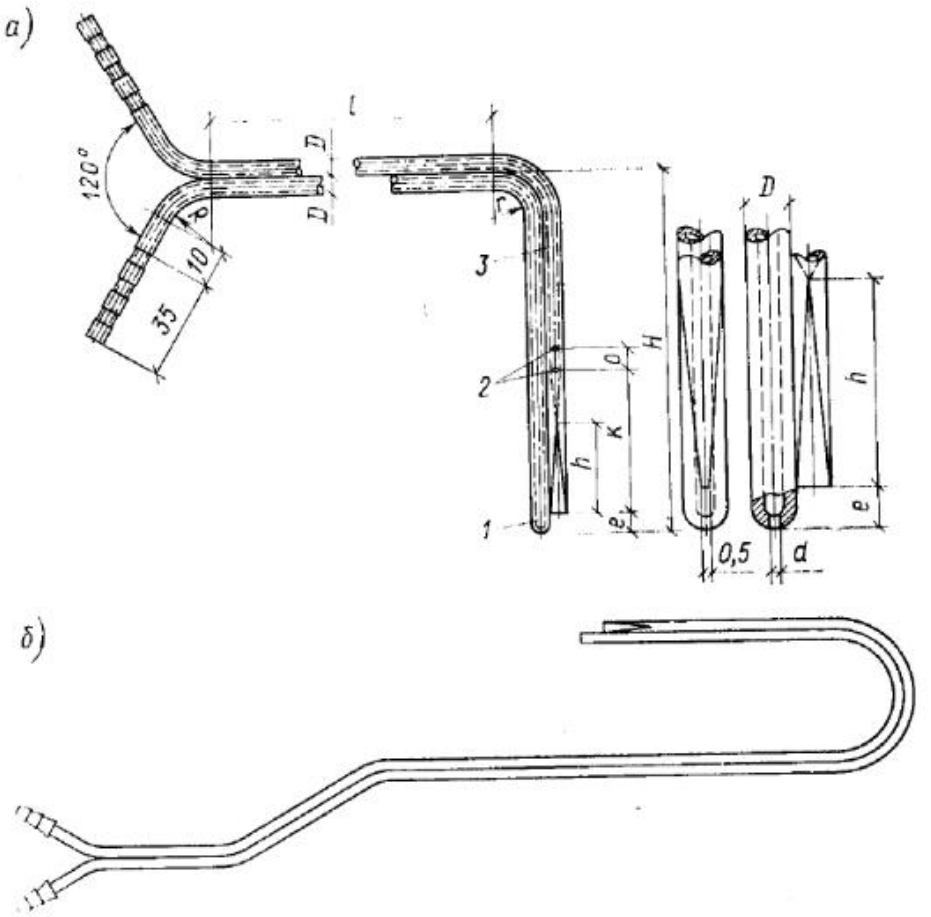


Рис. II.9. Пневмометрические трубки

а — МИОТ: *1* — трубка для измерения полного давления; *2* — четыре отверстия по два с каждой стороны; *3* — трубка для измерения статического давления; *б* — трубка Хлудова

Приставка состоит из двух частей: внутренней и внешней с логарифмической шкалой. Микроманометр оснащается автономным освещением, включающим батарейку *3*, выключатель *2* и лампочку с колпачком *4*.

На рис. II.8, *б* показан специальный переключатель давлений, обеспечивающий измерение давлений разного знака без переключения шлангов на приборе.

Пневмометрическая трубка. В качестве приемников давления применяются пневмометрические трубки. Пневмометрические трубки используемые в практике вентиляционных измерений, отличаются формой головной части и длиной. Конструкции трубок приведены на рис. II.9.

Пневмометрическая трубка МИОТ (рис. II.9, *а*) состоит из двух спаянных по длине трубок. Одна из них, снабженная полушаровой головкой с отверстием посередине, предназначена для измерений полных давлений; другая, — имеющая глухой скошенный с двух сторон конец, — для измерений статических давлений. На некотором расстоянии от конца в стенках второй трубки имеются четыре отверстия диаметром 0,5—0,8 мм. Размеры трубок приведены в табл. II.1.

Таблица II.1. Основные размеры пневмометрических трубок, мм

l	*D*	*R*	*r*	*H*	*h*	*k*	*e*	*o*	*d*
300	3	10	7	60	20	24	3	3,5	1
500	6	20	13	120	40	48	6	7	1,5
750	6	20	13	120	40	48	6	7	1,5
1000	6	20	13	120	40	48	6	7	1,5
1500	8	28	17	160	53	64	8	9,5	2

Трубка Хлудова (рис. II.9, *б*) служит для измерения давлений во всасывающих отверстиях. Ее особенностью является загнутая на 180° головная часть.

При измерении давления пневмометрическую трубку вводят в воздуховод через специальное отверстие и устанавливают загнутым концом навстречу потоку воздуха. Ось загнутого конца трубки должна быть параллельна потоку воздуха. Полное, статическое и динамическое давления в воздуховоде измеряют, как правило, микроманометром ММН, соединенным с пневмометрической трубкой резиновыми шлангами.

Схемы присоединения пневмометрических трубок к микроманометру показаны на рис. II.10. Полное положительное давление (рис. II.10, *а*) замеряется пневмометрической трубкой. В этом случае трубка полного давления *1* присоединяется к штуцеру *3* резервуара микроманометра. Штуцер *4* трубки микроманометра остается открытым. Полное отрицательное давление (рис. II.10, *б*) замеряют, присоединив трубку полного давления *1* к штуцеру *4* трубки микроманометра при открытом штуцере *3*. Для измерения статического положительного давления (рис. II.10, *в*) трубку статического давления *2* присоединяют к штуцеру *3* резервуара микроманометра при открытом штуцере *4*. Чтобы измерить статическое отрицательное давление (рис. II.10, *г*), трубку статического давления *2* присоединяют к штуцеру *4* трубки микроманометра при открытом штуцере *3*. Для

измерения скоростного (динамического) давления (рис. II.10, *д*) трубку полного давления *1* присоединяют к штуцеру *3* резервуара микроманометра, а трубку статического давления *2* — к штуцеру *4* трубки микроманометра.

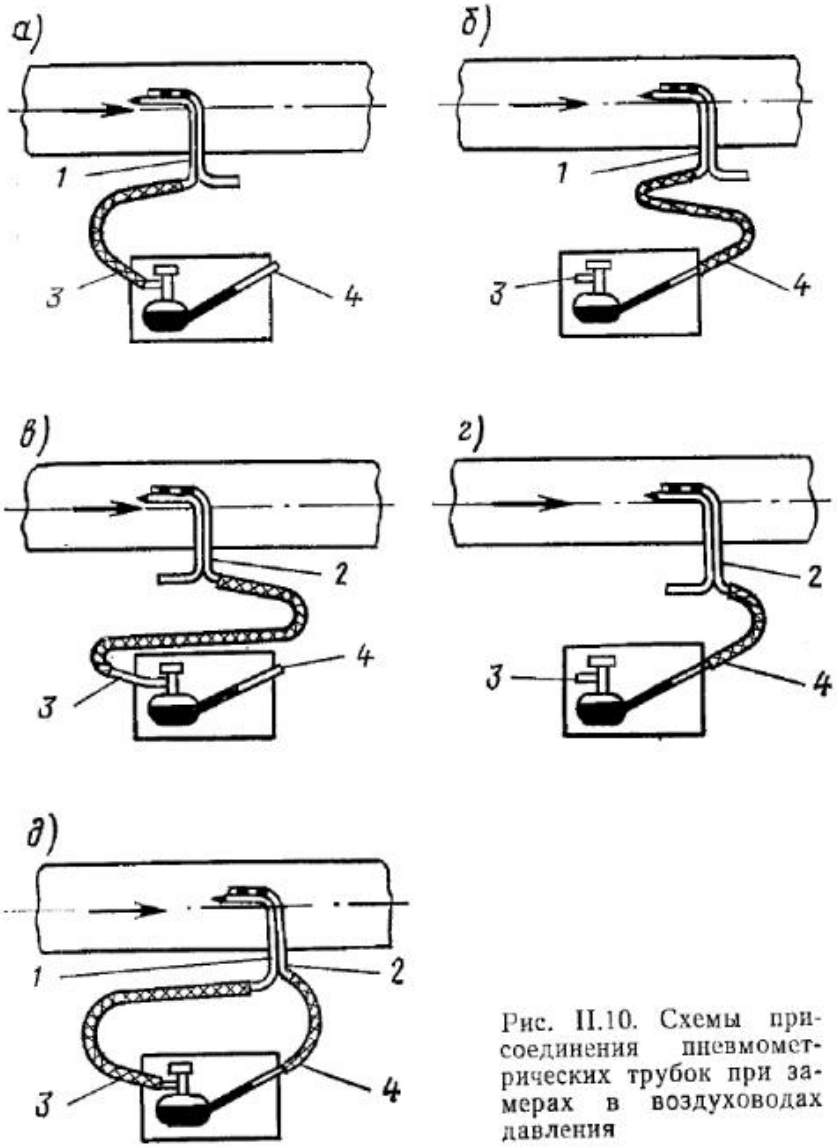


Рис. II.10. Схемы присоединения пневмометрических трубок при замерах в воздуховодах давления

Если микроманометр установлен в помещении, находящемся под избыточным давлением или разрежением, то необходимо чтобы открытый штуцер микроманометра сообщался с помощью резинового шланга с атмосферой или помещением, где давление равно атмосферному. Для обеспечения герметичности шланги должны плотно прилегать к штуцерам микроманометра и пневмометрической трубке.

Герметичность соединений проверяется следующим образом: после подсоединения пневмометрической трубки к микроманометру необходимо осторожно подуть в отверстие полного давления. Когда уровень спирта начнет подниматься в измерительной трубке, следует пальцем зажать отверстие полного давления пневмометрической трубки. Если уровень столбика спирта после этого остается неизменным, то соединение герметично. Аналогично проверяют герметичность соединений, передающих статическое давление. После поддува (подсоса) воздуха в трубку зажимают боковые отверстия для замера статического давления. Неизменность уровня спирта в измерительной трубке показывает герметичность соединения.

Неплотности могут быть не только в местах соединений шлангов со штуцерами, но и в пневмометрической трубке, резиновых шлангах и арматуре микроманометра. Поэтому при обнаружении неплотности необходимо установить место утечки и устранить ее.

Во время работы с микроманометром нельзя допускать наличия в трубке микроманометра пузырьков воздуха. Последние легко удаляются легким поддувом воздуха в резервуар или наклоном микроманометра в сторону измерительной трубки. Если пузырьки воздуха отсутствуют, уровень спирта возвращается к начальному показанию.

Если при продувке спирт зальется в шланги, необходимо их снять, удалить спирт и просушить.

II.2. ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ РАСХОДА ВОЗДУХА

Расход воздуха в воздуховоде определяется по значению средней скорости, вычисленной на основании замеренной величины динамического (скоростного) давления.

Расход воздуха L, м³/ч, в воздуховоде определяют по формуле

$$L = vF\,3600, \qquad (II.6)$$

где v — средняя скорость воздушного потока, м; F — площадь сечения воздуховода, м².

Скорость воздуха находится из уравнения

$$v = \sqrt{(2P_д \cdot g)/\rho}\,, \qquad (II.7)$$

где $P_д$ — динамическое давление, кгс/м²; ρ — плотность воздуха, кг/м³; g — ускорение свободного падения — 9,81 м/с².

Для стандартных условий ($t = 20°$ С, $\varphi = 50\%$) при $\rho = 1{,}2$ кг/м³ формула принимает вид:

$$v = 4{,}04\sqrt{P_д}\,. \qquad (II.8)$$

Данная формула с достаточной для практики точностью справедлива для значений температуры воздуха в пределах 15—25° С.

Пневмометрические трубки с микроманометрами применяют для измерения достаточно высоких скоростей воздуха. Минимальные значения скоростей воздушных потоков в зависимости от типа манометра составляют, м/с:

для U-образного манометра	7—8
» микроманометра ЦАГИ	4
» микроманометра ММН	3

Для скоростей меньших значений точность измерения резко падает, поэтому необходимо применять другие методы измерения.

Определять расход следует на достаточно ровном прямом участке, длина которого должна быть не менее 4—5 диаметров после местного сопротивления и не менее 2 диаметров от точки замеров до последующего по движению воздуха местного сопротивления. В натурных условиях не всегда можно выдержать это требование, поэтому при выровненном поле скоростей достаточно измерить давления по одной оси симметрии, а при искаженном — по двум взаимно перпендикулярным. Число измерений, необходимое для определения средней скорости, принимается в зависимости от размера диаметра[1] для круглого воздуховода или размера стороны прямоугольного воздуховода.

Диаметр или размер, мм	Число измерений
350	6
350—400	8
400—500	9
500—600	10
600—700	12
700—800	14
800—900	14
900—1000	16

В сечениях прямоугольных воздуховодов измерения производят по осям, перпендикулярным стороне, с которой через соответствующие отверстия вводится пневмометрическая трубка. Число отверстий в зависимости от размера стороны воздуховода принимается:

при размере ≤ 200 мм	1 (в середине стороны)
» » 200—450 »	2 (в середине каждой половины стороны)
» » 450—700 »	3 (в середине каждой трети стороны)
» » > 700 »	4 (в середине каждой четверти стороны)

В тех случаях, когда наименьшее и наибольшее значения скоростного давления, замеренного в данном сечении воздуховода, отличаются друг от друга менее чем в 2 раза, усредненное значение скоростного давления с достаточной для практики точностью определяется как среднее арифметическое из значений скоростных давлений по каждой из точек замеров

$$P_{ск} = (P_{ск1} + P_{ск2} + \cdots + P_{скn})/n. \qquad (II.9)$$

Усредненные значения полных, а также статических давлений, замеренных в данном сечении воздуховода, определяют как средние арифметические из значений давления по каждой из точек замеров.

В практике наладочных работ нередки случаи, когда замеренные величины динамического давления в сечении имеют не только большие расхождения, но и принимают нулевые или отрицательные значения. В этом случае средние значения скоростных давлений, замеренных в данном сечении воздуховода, определяются по формуле

$$P_{ск} = \left(\frac{\sqrt{P_{ск1}} + \sqrt{P_{ск2}} + \cdots + \sqrt{P_{скn}}}{n}\right)^2, \qquad (II.10)$$

[1] На каждые 100 мм диаметра воздуховода свыше 1000 мм добавляется одно измерение.

где $P_{ск1}$, $P_{ск2}$, ..., $P_{скn}$ — значения скоростных давлений, замеренных по отдельным точкам площади сечения; n — число точек замеров.

Пример II.5. При измерении искаженного потока получены следующие значения динамического давления: 15; ±0,0; 12,3; 44,5; —7,1; 20,4; 15,6; —3,1; ±0,0; 31,4 кгс/м².

Определить среднее значение $P_{ск}$.

Решение. По формуле (II.10) вычисляем среднее скоростное давление

$$P_{ск} = \left(\frac{\sqrt{15}+\sqrt{12,3}+\sqrt{44,5}+\sqrt{20,4}+\sqrt{15,6}+\sqrt{31,4}}{10}\right)^2 =$$

$$= \left(\frac{28,118}{10}\right)^2 = 7,91 \text{ кгс/м}^2.$$

Число в знаменателе включает все измерения, в том числе положительные, отрицательные и нулевые значения. Если бы были учтены только положительные измерения, то результат составил

$$P_{ск} = \left(\frac{28,118}{6}\right)^2 = 21,96 \text{ кгс/м}^2,$$

и был бы явно завышен, так как в действительности поток протекает со средней скоростью, соответствующей динамическому давлению не по всему поперечному сечению воздуховода.

Для непосредственного измерения расхода различных жидкостей и газов в стационарных условиях используют ротаметры.

Ротаметр со стеклянной трубкой (рис. II.11) представляет собой расходомер постоянного перепада давления. Он состоит из вертикально установленной конусной стеклянной трубы, расширяющейся вверх, внутри трубы находится поплавок, свободно плавающий в потоке измеряемой жидкости или газа.

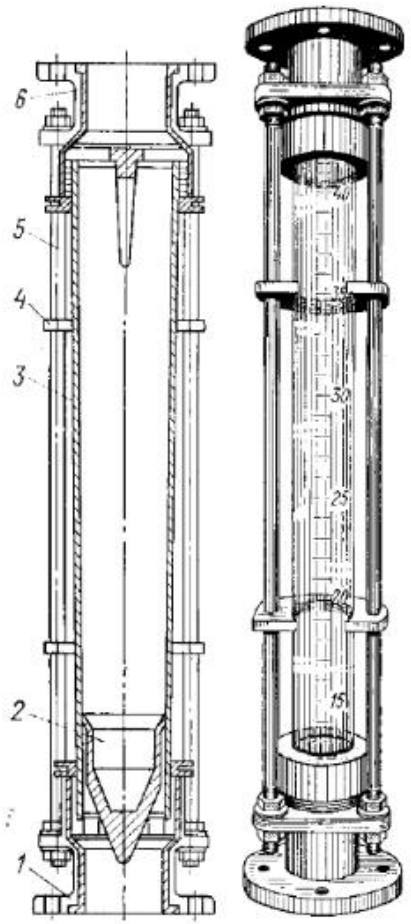


Рис. II.11. Ротаметр

1 — входной штуцер; *2* — поплавок; *3* — конусная стеклянная трубка; *4* — крепежное кольцо; *5* — крепежные шпильки; *6* — выходной штуцер

Шкала прибора выполняется с равномерными делениями и нанесена непосредственно на стеклянной трубе. Прибор устанавливается только в вертикальном положении при движении измеряемого потока снизу вверх. При протекании измеряемого вещества внутри трубы прибора поплавок под воздействием потока поднимается до тех пор, пока кольцевой зазор между поплавком и внутренней поверхностью конусной трубы не увеличится настолько, что подъемная сила, воздействующая на поплавок, уравновесится эффективной массой поплавка. Положение верхней грани поплав-

Таблица II.2. Основные характеристики ротаметров

Тип индикатора расхода	Пределы показаний и потери давлений ΔP, мм вод. ст., в зависимости от типа прибора и материала поплавка												Максимальное допустимое давление, кгс/см²		Диаметр верхнего сечения, мм
	по воздуху, м³/ч						по воде, л/ч								
	сталь марки 1Х18Н9Т			дюралюминий анодированный			сталь марки 1Х18Н9Т			дюралюминий анодированный					
	максимум	минимум	ΔP	максимум	минимум	ΔP	максимум	минимум	ΔP	максимум	минимум	ΔP	газовых	жидкостных	
РС-3А	0,17 0,25	0,025 0,04	24 —	0,1 —	0,01 —	13 —	0,06 —	0,006 —	8 —	4,5 6,3	0,4 0,63	24 38	2,5 —	0,25 —	13 —	6 6	6 6	6 6
РС-3	1	0,2	38	0,63	0,1	13	0,35	0,04	3	34	6	38	14	1,6	13	4 4	6	6
РС-5	10 —	1,6 —	75 —	6,3 —	1 —	30 —	4 —	0,63 —	13 —	100 250 400	16 40 63	11 43 112	100 160 —	16 25 —	11 26 —	4 4 4	6 6 6	16,4 16,4 16,4
РС-7	40 —	10 —	—	—	—	—	25 —	6,3 —	40 —	1 250 1 600 25 000 3 0000	250 400 800 1300	111 180 270 260	1600 —	160 —	95 —	3 3 3 3	5 5 5 5	40 40 39,2 38

ка указывает по шкале величину расхода. Для устойчивости работы прибора обод поплавка имеет несколько косых винтовых каналов. Под действием давления потока, проходящего через каналы, поплавок все время вращается, вследствие чего центрируется в середине потока, не соприкасаясь с трубкой, т. е. работает без трения о ее стенки, что делает его весьма чувствительным к незначительным изменениям скорости потока.

Промышленностью выпускаются ротаметры РС-3, РС-5, РС-7, основные характеристики которых приведены в табл. II.2.

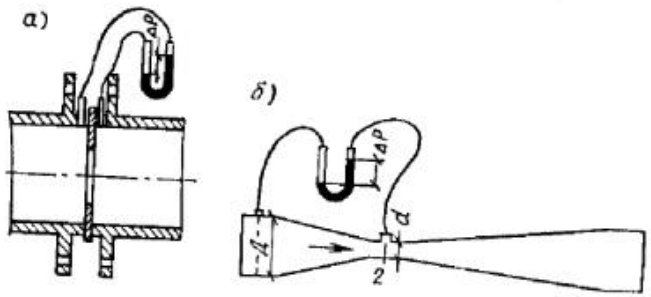


Рис. II.12. Схемы измерения давлений

а — в диафрагме; *б* — в трубе Вентури

Градуировку газовых ротаметров производят на воздух при 20° С и 760 мм рт. ст., жидкостных — на воду при 20° С. К прибору прикладываются в паспорте градуировочная таблица и график. Основная допустимая погрешность показаний для ротаметров РС-3, РС-5, РС-7 не превышает ±2,5%, для ротаметров РС-3А не превышает ±6%.

Сужающиеся устройства предназначены для измерения расхода жидкости, газа или пара. Эти приборы образуют местное сужение в трубопроводе. При протекании потока жидкости, газа или пара в трубопроводе вследствие перехода части потенциальной энергии давления в кинетическую средняя скорость потока в суженном сечении повышается, в результате чего создается перепад давления, величина которого зависит от расхода. Перепад давления измеряется дифманометрами, градуированными в единицах расхода вещества или в единицах давления.

Расход воздуха L, м³/с, определяется по перепаду статических давлений до и после диафрагмы или в узком и широком сечениях трубы Вентури (рис. II.12) по формуле

$$L = k\sqrt{\Delta P}, \qquad \text{(II.11)}$$

где ΔP — перепад статических давлений, кгс/м²; k_1 — тарировочный коэффициент.

Коэффициент k для труб Вентури с достаточной для практических целей точностью можно определить по формуле

$$k = \left[\frac{\rho}{2}\left(\frac{4}{\pi}\right)^2 \cdot \left(\frac{1}{d^4} - \frac{1}{D^4}\right)\right]^{-\frac{1}{2}} 3{,}13, \qquad \text{(II.12)}$$

где ρ — плотность воздуха, кг/м³; d — внутренний диаметр узкой части трубы, м; D — внутренний диаметр широкой части трубы перед сужением, м.

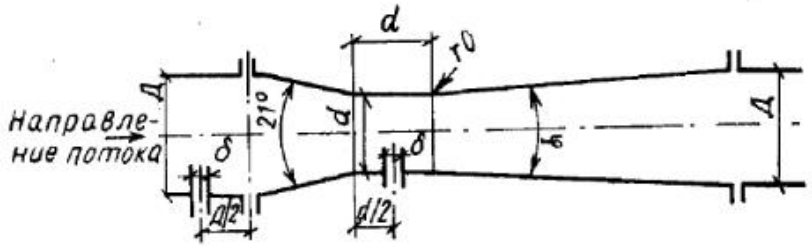


Рис. II.13. Нормальная труба Вентури

Труба Вентури (рис. II.13) состоит из входного конуса, цилиндрической средней части и выходного конуса. Обычно перед входным конусом помещается дополнительный цилиндрический патрубок с внутренним диаметром D, равным внутреннему диаметру конуса. Переход от переднего цилиндра к входному конусу и от входного конуса к среднему цилиндру выполняется плавным. Переход от среднего цилиндра к выходному конусу осуществляется без закругления. Угол входного конуса равен 21°. Угол выходного конуса должен удовлетворять условию $5° \leqslant \varphi \leqslant 15°$.

Отбор статических давлений осуществляется через кольцевые камеры, соединенные с внутренней полостью трубопровода не менее чем шестью отверстиями. Отверстия δ располагаются на расстоянии $D/2$ и $d/2$ соответственно от начала и конца входного конуса.

II.3. ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ВОЗДУХА

Приборы для измерения скорости движения воздуха называются анемометрами. Анемометры, применяемые в наладке, чаще всего бывают следующих типов: механические — крыльчатый типа АСО-3,

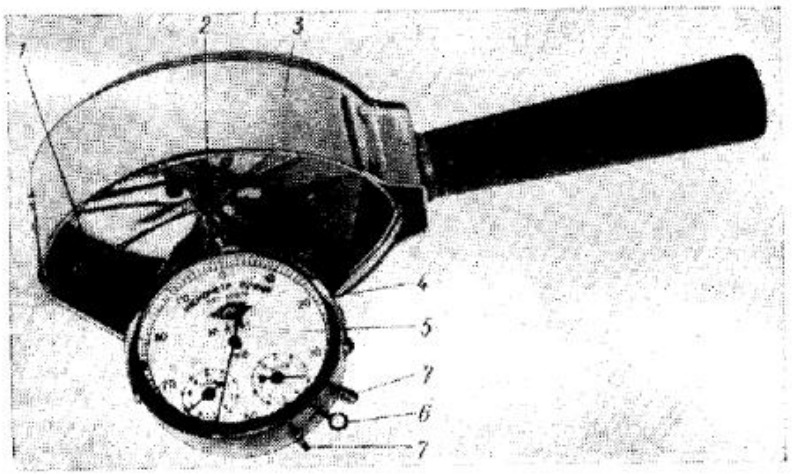


Рис. II.14. Анемометр крыльчатый АСО-3

чашечный типа МС-13 и электрические (термоанемометры) конструкций ЛИОТ, ВНИИГС, Уральского Промстройниипроекта.

Крыльчатый анемометр АСО-3 (рис. II.14) предназначен для измерения скорости движения воздуха 0,2—5 м/с, осредненной за определенный промежуток времени. Погрешность измерения зависит от скорости движения воздуха и определяется по формуле

$$\Delta v = \pm (0{,}06\, v + 0{,}1), \qquad \text{(II.13)}$$

где v — средняя скорость движения измеряемого потока, м/с.

Масса анемометра составляет не более 0,4 кг. Прибор состоит из корпуса-обечайки *3*, внутри которого помещена крыльчатка *1*, насаженная на трубчатую ось *2*. Под действием воздушного потока крыльчатка принимает вращательное движение, частота которого зависит от скорости набегающего потока. Число оборотов крыльчатки измеряется счетным механизмом *4*. Счетный механизм имеет три указывающие стрелки. Циферблат *5* счетного механизма имеет соответственно три шкалы (единиц, сотен и тысяч). При повороте арретира *6* против часовой стрелки включается счетный механизм. В корпус прибора по обе стороны арретира ввернуты два ушка *7*. Через ушки пропускается шнурок, с помощью которого включают и выключают анемометр, поднятый на стойке (шесте). Шнурок привязывается к арретиру. В ручке прибора имеется коническое отверстие, которое служит для соединения прибора со стойкой или шестом.

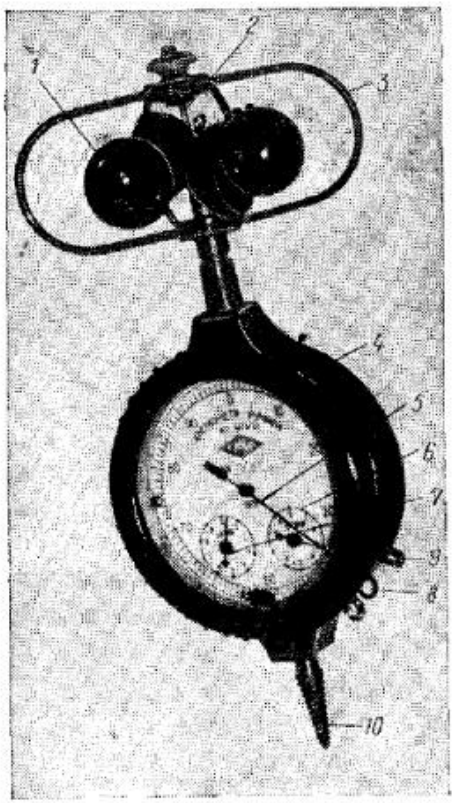


Рис. II.15. Анемометр чашечный МС-13

Чашечный анемометр МС-13 (рис. II.15) предназначен для измерения средней скорости движения воздуха за время от 1 до 20 м/с. Погрешность измерения анемометра зависит от средней скорости движения воздуха и определяется по формуле

$$\Delta v = \pm (0{,}06\, v + 0{,}3) \text{ м/с}. \qquad \text{(II.14)}$$

Масса анемометра равна не более 0,2 кг. Приемной частью анемометра является четырехчашечная метеорологическая вертушка *1*, насаженная на вал *2*. Вращение вертушки передается валом счетному механизму *4*. Циферблат счетного механизма имеет три шкалы (единиц, сотен и тысяч). Центральная стрелка *5* показывает единицы и десятки, левая стрелка *7* показывает сотни и правая стрелка *6* — тысячи оборотов вертушки. Счетный механизм включается и выключается арретиром *8*, повернув его (соответственно) против часовой стрелки или по часовой стрелке. В нижней части корпуса прибора имеется винт *10* для закрепления прибора на деревянной стойке. В корпусе прибора по обе стороны арретира ввернуты два ушка *9*, через ушки пропускается шнурок, с помощью которого включают и выключают анемометр при закреплении его на стойке. Шнурок привязывается к арретиру. Вертушка анемометра частично защищена от механических повреждений крестовиной из проволочных дужек *3*, служащей также для закрепления верхней опоры вала вертушки.

Перед измерением скорости воздушного потока выключают с помощью арретира счетное устройство и записывают начальное показание счетчика. После этого анемометр вносят в воздушный поток так, чтобы ось крыльчатого анемометра располагалась параллельно воздушному потоку, ось чашечного анемометра должна быть перпендикулярна направлению движения воздуха. Отклонение от указанных положений не должно превышать 12—15°.

Через 5—10 с после внесения анемометра в поток одновременно включаются секундомер и счетное устройство анемометра. По истечении 30—100 с механизм и секундомер выключают и записывают конечное показание счетчика и длительность измерения в секундах. Продолжительность отсчета менее 30 с принимать не следует.

Делением разности конечного N_2 и начального N_1 показаний счетного механизма на время измерения t определяют число делений n, приходящихся на 1 с:

$$n = (N_2 - N_1)/t. \qquad \text{(II.15)}$$

Скорость движения воздушного потока v, м/с, определяется по прилагаемому к прибору графику зависимости, полученной при тарировке:

$$v = a + bn, \qquad \text{(II.16)}$$

где a — отрезок, отсекаемый прямой на оси абсцисс; b — катангенс угла наклона прямой.

Для нахождения скорости движения потока на оси ординат графика отыскивается число, соответствующее числу делений шкалы счетчика в секунду. От этой точки проводят горизонтальную линию до пересечения с линией котангенса, а из полученной точки — вертикальную линию до пересечения с осью абсцисс. Точка пересечения вертикальной линии с осью абсцисс графика дает искомую скорость движения воздушного потока.

Для малых скоростей более точен расчет по уравнению (II.16). В каждой точке необходимо производить измерение два раза, при несовпадении результатов более ±5% выполняют дополнительные измерения.

При измерении скорости движения воздуха в проемах наружных ограждений зданий, в проемах между помещениями, в приточных и вытяжных отверстиях и т. д. анемометры закрепляют на стойках или штангах (рис. II.16), чтобы не заслонять площадь живого сечения проема, в котором производят измерения.

В отверстиях площадью до 1—2 м² средняя по сечению скорость воздуха измеряется при медленном равномерном перемещении анемометра по всему сечению отверстия. При больших размерах отверстия его сечение разбивается на несколько равновеликих площадей

и измерения проводят в центре каждой из них. Средняя скорость в сечении отверстия находится как среднее арифметическое из значений измеренных скоростей по всем площадям. В тех случаях, когда в части проема движение воздуха имеет одно направление, а в другой — противоположное, до измерения с помощью анемометра определяют положение нейтральной линии в проеме, где скорость воздуха практически равна нулю. После этого измеряют скорость воздуха по обе стороны от нейтральной линии.

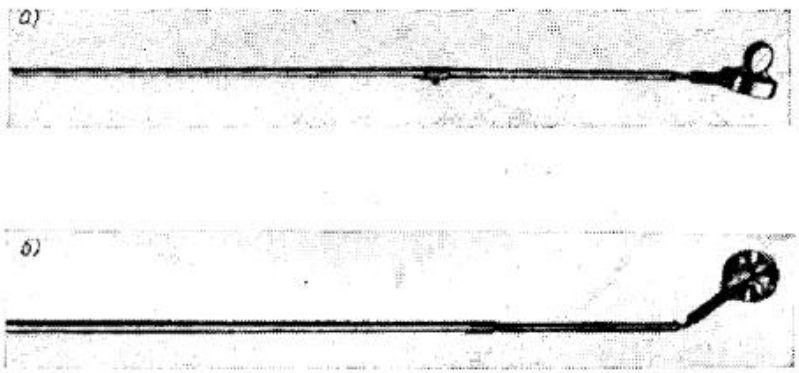


Рис. II.16. Штанга для замеров анемометрами на высоте и в больших проемах

а — в положении для замеров горизонтальных проемов и решеток; *б* — для замеров вертикальных проемов и решеток

В отверстиях, закрытых решетками, измерение выполняют анемометрами, снабженными насадками (рис. II.17, II.18), которые в процессе измерения плотно прилегают к решетке. Насадки для анемометров обычно изготавливаются из листовой стали или из отрезков пластмассовых труб.

При измерении скорости воздушного потока у решетки и при определении расхода воздуха измеренное значение должно быть скорректировано поправочным коэффициентом k, величина которого обычно находится в пределах 0,7—1, который определяется экспериментально.

При испытании решеток на стендах поправочный коэффициент k вычисляется по формуле

$$k = L_1/L_2, \qquad (II.17)$$

где L_1 — расход воздуха, определенный по скорости, замеренной в габаритном сечении решетки, м³/с; L_2 — расход воздуха, замеренный в воздуховоде, коллекторе, трубе Вентури или с помощью шайбы, м³/с.

При испытании вентиляционных установок с однотипными решетками и отсутствии утечек (подсосов) воздуха в воздуховодах коэффициент k определяется по формуле

$$k = L_{общ}/(L_1 + L_2 + \cdots + L_n), \qquad (II.18)$$

где L_1, L_2, . . ., L_n — расходы воздуха, определенные по скоростям, замеренным в габаритных сечениях отдельных решеток, м³/с; $L_{общ}$ — общий расход воздуха, замеренный в магистральном воздуховоде, м³/с.

Термоанемометры типа ТА-ЛИОТ и ТП-45 конструкции ВНИИГС (рис. II.19) являются переносными приборами, предназначенными для измерения скорости воздушного потока и его температуры.

В зависимости от модели приборами можно измерять скорость воздушного потока 0,1—5 м/с или 0,1—10 м/с. Диапазон измерения температуры лежит в пределах от 0 до 50° С. Погрешность измерения температуры не превышает 1%. Питание прибора в зависимости от модели может осуществляться от сети переменного тока 220 В или от батарей.

Термоанемометр работает по принципу измерения охлаждения датчика воздушным потоком. Электрическая схема термоанемометра состоит из неуравновешенного моста постоянного тока, в одно плечо которого включен чувствительный элемент датчика микротермосопротивление типа МТ-54. Электрический ток, проходящий по датчику, регулируется таким образом, чтобы датчик перегревался при скорости потока, равной нулю, на величину, постоянную по отношению к температуре измеряемого воздушного пото-

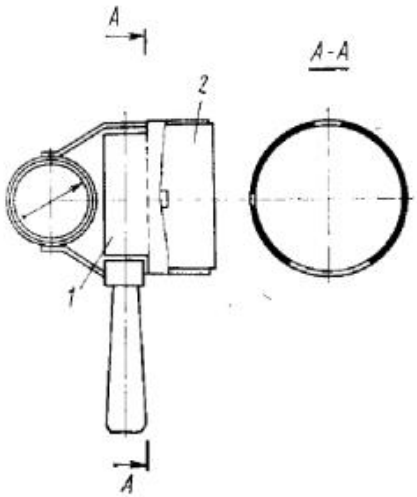


Рис. II.17. Крыльчатый анемометр с насадком

1 — анемометр; *2* — насадок

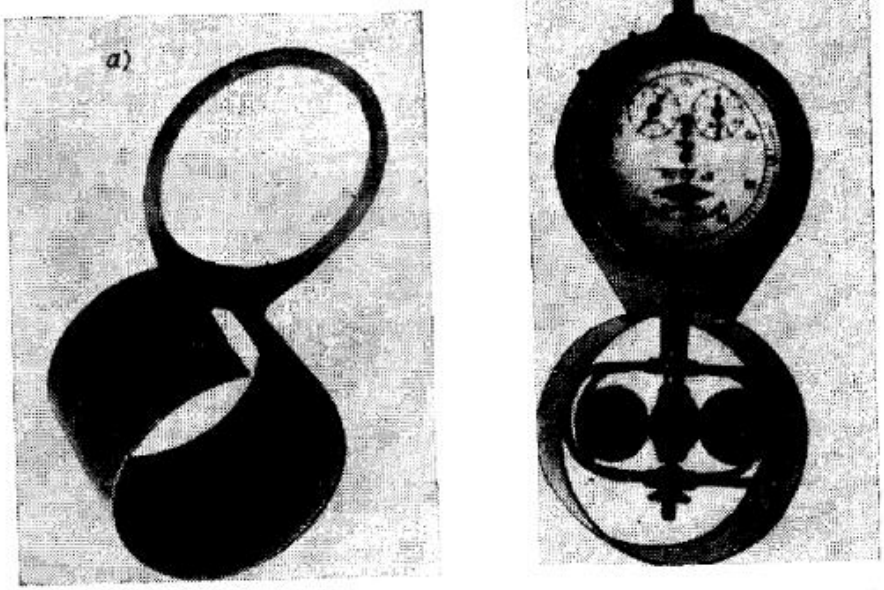


Рис. II.18. Чашечный анемометр с насадком

а — насадок; *б* — насадок с анемометром в сборе

ка. Изменения температуры воздушного потока компенсируется вручную.

Измерение температуры и скорости потока термоанемометром осуществляется следующим образом.

Прибор устанавливается горизонтально и с помощью корректора стрелка гальванометра выводится на нулевое деление шкалы. Датчик помещают в место измерения температуры и скорости потока, и разъем соединительного провода датчика вставляют в гнезда с обозначением «датчик». Переключатель рода работы устанавливают в положение «контроль». Выключатель ставят в положение

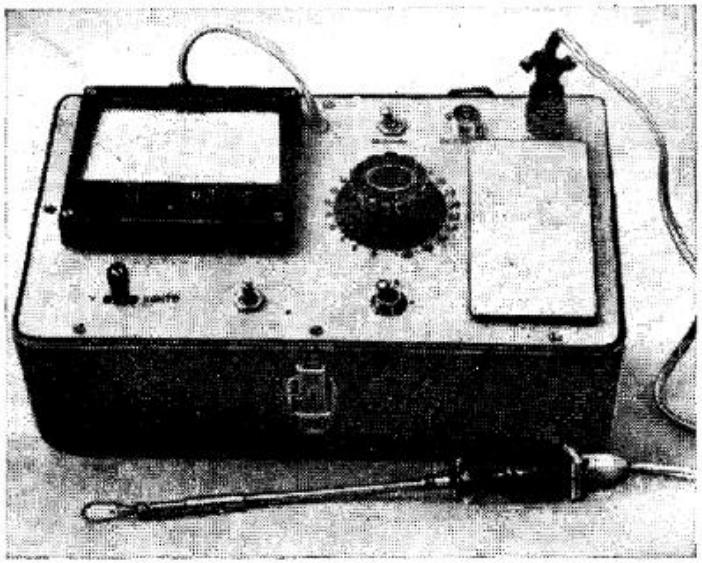


Рис. II.19. Термоанемометры конструкции ВНИИГС.

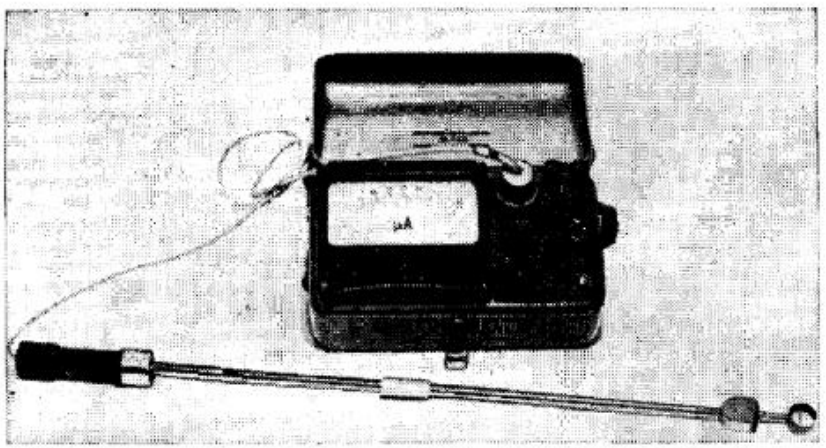


Рис. II.20. Термоанемометр ЭА-2М

«включено». С помощью потенциометра стрелку гальванометра совмещают с красной чертой на шкале. Переключатель рода работы устанавливают в положение «температура», и определяют температуру потока по нижней шкале гальванометра. Переключатель компенсатора устанавливают в положение, соответствующее измеренной температуре, и переключатель рода работ переводят в положение «скорость». После прогрева датчика (около 30 с) определяют скорость потока по верхней шкале.

При эксплуатации прибора следует помнить, что датчик чувствителен к ударам и вибрации. Чувствительный элемент датчика следует периодически осторожно протирать ватой, смоченной в спирте. Во ВНИИОТ ВЦСПС разработан инспекторский термоанемометр. Прибор отличается от аналогов малыми габаритными размерами (140×80×35 мм), небольшой массой (300 г), наличием двух диапазонов скоростей и малой постоянной времени (около 0,5 с). Измерительная система прибора работает по принципу анемометра постоянной температуры, т. е. имеет замкнутую обратную связь. Датчиком является полупроводниковый терморезистор типа СГ-3-14. При измерении скорости воздушного потока датчик прибора перегревается на 60° относительно температуры окружающей среды. По средним скоростям прибор позволяет производить измерения в пределах 0,1—5 м/с с точностью ±15% на втором пределе. При измерении температур воздушной среды датчик переключается на схему, работающую в режиме неравновесного моста. При этом можно измерять температуру в пределах 0—50° С с точностью ±1%. Прибор имеет выходные клеммы для подключения стандартного самописца. Питание термоанемометра осуществляется от батареи «Крона» или аккумулятора 7Д-01. Потребляемый ток не превышает 15 мА.

Термоанемометр ЭА-2М (рис. II.20) предназначен для измерения скорости движения воздуха в пределах 0,1—5 м/с с одновременным измерением его температуры в пределах 10—60° С. Питание прибора осуществляется от сети переменного тока или от четырех элементов 373. В качестве датчика в приборе применены терморезисторы ММТ-6.

Измерение выполняется при горизонтально установленном приборе, к которому подключают датчик. При установке рабочего напряжения переключатель ставят в положение «контроль» и ручкой устанавливают стрелку на максимальное деление шкалы гальванометра. Для измерения температуры воздуха переключатель ставят в положение *Т*, а датчик — в место измерения. Когда стрелка прекращает движение, отсчитывают величину тока по гальванометру и по графику в инструкции, приложенной к прибору, определяют температуру воздуха. Для измерения скорости движения воздуха переключатель ставят в положение А, затем вводят датчик в исследуемый поток, снимают показания гальванометра и по графику находят скорость движения воздуха.

Фотоимпульсный электроанемометр с прямым отсчетом (рис. II.21), разработанный в ГПИ Проектпромвентиляции, выдает мгновенные показания скорости воздушного потока в диапазоне 0,1—5 м/с.

Датчик прибора изготовлен на базе серийно выпускаемого крыльчатого анемометра. Для увеличения чувствительности прибора и получения непосредственного отсчета скорости воздушного потока механический счетчик числа оборотов анемометра заменен схемой электронного измерителя частоты вращения крыльчатки, состоящего

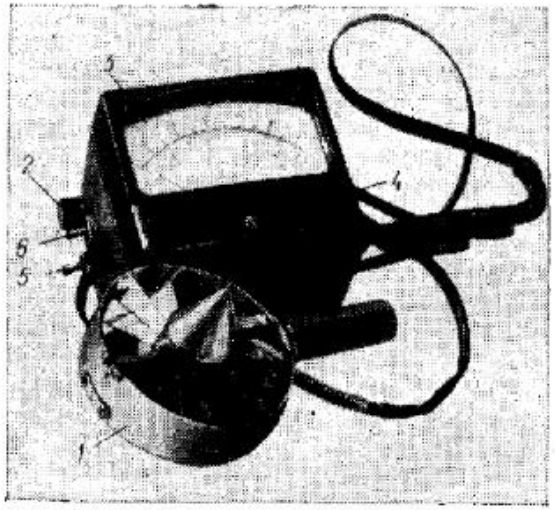


Рис. II.21. Фотоимпульсный электроанемометр

1 — датчик; *2* — ручка электрической калибровки; *3* — шкала прибора; *4* — винт механической коррекции; *5* — выключатель питания; *6* — переключатель диапазонов измерения

из преобразователя частоты вращения крыльчатки в электрические импульсы и частотомера с выходом на стрелочный прибор. Вместо механического счетчика на обечайке анемометра смонтирована дополнительная планка, аналогичная установленной на анемометре. На планках смонтированы полые конусы-рассекатели, диаметр которых равен диаметру свободных частей спиц крыльчатки. В полости конусов-рассекателей вмонтирован фотоимпульсный датчик, состоящий из

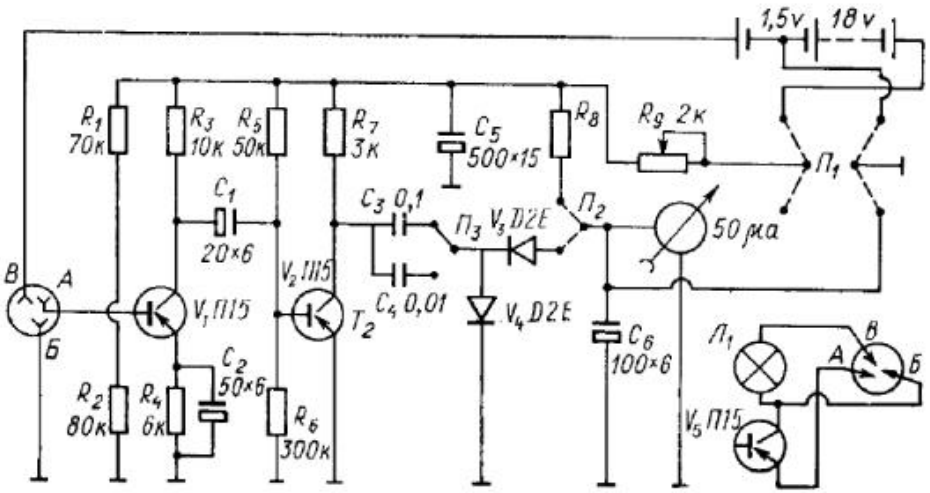


Рис. II.22. Принципиальная схема фотоимпульсного электроанемометра

А, Б, В — контакты штепсельного разъема; R_1—R_8 — постоянные резисторы номиналов, указанных на схеме; R_9 — переменный резистор типа СПО-2; C_1, C_2, C_5, C_6 — электролитические конденсаторы типа К50-6 номиналов, указанных на схеме; C_3, C_4 — конденсаторы типа МБМ; $П_1$, $П_2$, $П_3$ — переключатели типа МТ3; U_1, U_2 — полупроводниковые триоды типа П15; U_5 — полупроводниковый триод типа П15; U_3, U_4 — полупроводниковые диоды типа $Д_2Е$; $Л_1$ — лампочка накаливания

лампы накаливания с линзой и фоторезистора. При вращении крыльчатки спицы пересекают световой луч, идущий от лампы, и фоторезистор вырабатывает электрические импульсы с частотой следования, пропорциональной скорости вращения крыльчатки.

Для подготовки прибора к работе необходимо подключить датчик к электронно-счетному устройству и произвести коррекцию как механическую, так и электрическую. Для механической коррекции электронно-счетное устройство устанавливается так, чтобы шкала прибора находилась в горизонтальном положении. Эксцентриком *4* (см. рис. 21) стрелка прибора совмещается с отметкой шкалы 0.

Электронно-счетное устройство, схема которого представлена на рис. II.22, преобразует импульсы в ток, отклоняющий стрелку показывающего прибора. Шкала прибора проградуирована в значениях скорости воздушного потока.

Рычаг тумблера *5* переводится в положение «Вкл». Легким дуновением пускается во вращение ротор датчика, одновременно нажимается до отказа кнопка электрической калибровки и вращением ручки *2* стрелка прибора совмещается с цветной меткой на шкале прибора. Необходимо следить, чтобы во время коррекции прибора крыльчатка датчика все время вращалась, в противном случае коррекция будет неверной. После установки стрелки прибора против цветной метки коррекция заканчивается и кнопка отпускается.

Для измерения скорости воздушного потока рычаг тумблера устанавливается в положение поддиапазона 0,5—5 м/с и датчик вносят в поток воздуха так, чтобы плоскость вращения крыльчатки была перпендикулярна вектору скорости потока. Направление потока контролируется по отклонению нити на флюгере. Отсчет производят по шкале 0,5—5 м/с. Если скорость окажется ниже или равной 0,6 м/с рычагом тумблера *6* устанавливают поддиапазон 0,1—0,6 м/с и отсчет производят по шкале 0,1—0,6 м/с. Закончив измерение рычаг тумблера *5* переводят в положение «Выкл», и прибор отключается.

II.4. ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ВОЗДУХА

Измерение температуры основано на физических свойствах тел, связанных определенной зависимостью с температурой. Наиболее широко используются следующие свойства: тепловое расширение тел, газов, паров и жидкостей; электрическое сопротивление проводников; термоэлектродвижущая сила; энергия излучения нагретых тел.

При наладочных работах по вентиляции температура газов и жидкости в пределах от —40 до +60° С измеряется тарированными жидкостными термометрами с ценой деления не более 0,5° С. При температурах свыше 60° С допускается применять термометры с ценой деления 1° С. Температуру воздуха и газов при составлении балансов по теплу и влаге, а также при лабораторных исследованиях измеряют тарированными термометрами с ценой деления не более 0,2° С.

Жидкостные стеклянные термометры (рис. II.23). Принцип действия термометров основан на объемном расширении жидкости, заключенной в закрытом стеклянном резервуаре. Резервуар соединяется с капилляром, имеющим малый внутренний диаметр. При нагревании резервуара жидкость увеличивается в объеме и поднимается вверх по капилляру. По высоте столбика жидкости в капилляре

можно судить об измеряемой температуре. Чем тоньше капилляр, по сравнению с резервуаром, тем чувствительнее термометр.

Рабочей жидкостью в термометрах служат обычно ртуть и органические жидкости. Ртутно-стеклянные термометры используются для измерения температуры в пределах от —30 до +500° С. Термометры с органическими жидкостями называются низкотемпературными, в них применяют этиловый спирт до —130° С; толуол до —90° С; петролейный эфир до —130° С и пентан до —190° С.

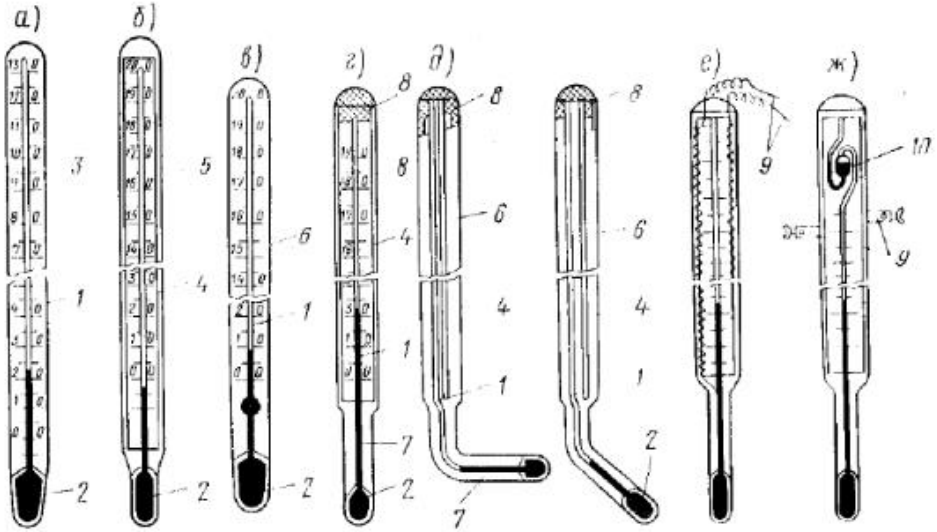


Рис. II.23. Жидкостные стеклянные термометры

а — палочный; *б* — с вложенной шкалой; *в* — с вложенной шкалой; *г* — технический; *д* — угловой; *е* — одноконтактный; *ж* — одноконтактный с отливом; *1* — капилляр; *2* — резервуар; *3* — шкала, нанесенная на внешней поверхности капилляра; *4* — шкала на пластине молочного стекла; *5* — защитная оболочка; *6* — оболочка; *7* — нижняя (хвостовая) часть; *8* — коробковая пробка, залитая гипсом; *9* — выводы контакта; *10* — дополнительный резервуар

Ртутные стеклянные термометры разделяют на палочные (рис. II.23, *а*) и с вложенной стеклянной шкалой (рис. II.23, *б*, *г*, *д*, *е*, *ж*). Палочный термометр представляет собой толстостенную капиллярную трубку из термостойкого стекла или кварца, на который нанесены деления шкалы. При наблюдении сквозь толщу стекла капилляр представляется значительно увеличенным и столбик жидкости хорошо виден, несмотря на очень малый действительный размер капилляра. Резервуар со ртутью у палочных термометров имеет наружный диаметр, одинаковый с наружным диаметром капиллярной трубки. Палочные термометры обладают высокой точностью и применяются в основном для лабораторных измерений.

Стеклянные термометры с вложенной шкалой отличаются тем, что капиллярная трубка имеет небольшой наружный диаметр, а деления шкалы нанесены на плоскую пластинку из молочного стекла, расположенную сзади капиллярной трубки. Шкала и капилляр заключены в стеклянную оболочку, припаянную к резервуару.

Термометр с ртутным заполнением может быть снабжен электрическими контактами, которые замыкаются ртутными столбиками. Такие термометры называются контактными или термосигнализаторами (см. рис. 23, *е*). Один из контактов впаян в нижней точке капилляра и всегда соприкасается с ртутью. Этот контакт обычно выполнен из платины, так как платина имеет такой же температурный коэффициент, что и термометрическое стекло.

Другие контакты впаивают в капилляр на определенных отметках шкалы или контакт изготавливают подвижным. В качестве подвижного рабочего контакта термосигнализатора применяют тонкую вольфрамовую проволоку и располагают ее внутри капилляра. Контакт перемещается с помощью передвигающейся по винту овальной гайки, заключенной в овальную трубку. Винт вращается подковообразным постоянным магнитом, который установлен на колпачке в верхней части термометра.

Шкала термометра справедлива, когда глубина его погружения равна высоте столбика измерительной жидкости. При этом жидкость, находящаяся в резервуаре и капилляре, имеет температуру измеряемой среды. Если столбик жидкости выступает над уровнем погружения термометра, то температура выступающей части будет отличаться от температуры измеряемой среды. Следовательно, выступающий столбик дополнительно удлиняется или укорачивается в зависимости от температуры окружающей среды. Поправку к показаниям термометра на температуру выступающего столбика подсчитывают по формуле

$$\Delta t = kh\,(t_{\text{терм}} - t_{\text{окр}}), \qquad \text{(II.19)}$$

где Δt — поправка, °С; k — коэффициент линейного расширения 0,00016; h — высота выступающего столбика измерительной жидкости, °С по шкале; $t_{\text{терм}}$ — температура, показываемая термометром, °С; $t_{\text{окр}}$ — температура окружающей среды, показываемая контрольным термометром, установленным у выступающей части наружной части термометра, °С.

Пример II.6. Термометр погружен в измеряемую среду до деления по шкале 20° С и показывает температуру 125° С. Температура окружающей среды 22° С, высота выступающего столбика равна разности 125—20, т. е. 105.

Определяем поправку на выступающий столбик.

Решение. **По формуле II.19 находим:**

$\Delta t = 0{,}00016 \cdot 105\,(125-22) = +1{,}7°$ С.

В этом случае действительная температура среды, измеряемая термометром, будет не 125° С, как показывает термометр, а 125+1,7=126,7° С.

Метастатический термометр с меняющимися пределами шкалы предназначен для измерения температуры с повышенной точностью. Измерение производится в интервале, не превышающем 5° С в любом участке шкалы от —20 до +150° С. Чтобы изменить пределы измерения отливают часть ртути из капилляра в сифонообразный вспомогательный резервуар.

Термометр относится к числу стеклянных ртутных термометров со вложенной шкальной пластиной.

Термометр имеет рабочую шкалу 5° С с ценой деления 0,01° С и вспомогательную шкалу от —20 до +150° С с ценой деления 5° С. На вспомогательной шкале устанавливают нижний предел температуры, от которого производят отсчет по рабочей шкале.

Основная допустимая погрешность термометра ±0,015° С. Температуру измеряют, погрузив термометр в измеряемую среду на постоянную величину до начала делений шкалы.

Стержневой термометр-дилатометр состоит из трубки и стержня, изготовленных из разных материалов. Стержень расположен внутри трубки. Один конец его жестко закреплен ко дну трубки. Трубка и

стержень удлиняются при нагревании на различную длину. Изменение соотношения их длины характеризует температуру нагрева.

Стержневые термометры применяют главным образом в качестве сигнализаторов и регуляторов температуры, а также в системах пневмоавтоматики. При заданных значениях температуры они замыкают или размыкают электрические контакты, включаемые в электрические цепи.

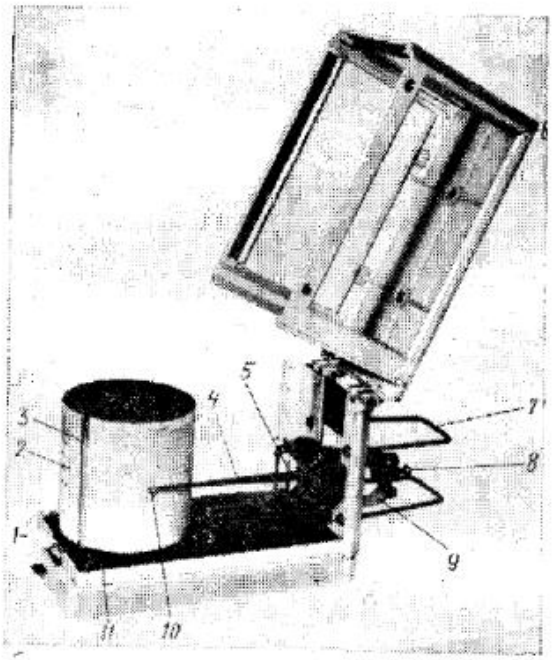


Рис. II.24. Термограф М-16А

Биметаллический термометр имеет чувствительный элемент в виде плоской или спиральной пружины, спаянной из двух разнородных пластин. Пластины изготавливают из металлов с разными коэффициентами температурного расширения. При нагревании обе пластины удлиняются и пружина изгибается в сторону металла с меньшим температурным коэффициентом. По величине изгиба судят о температуре нагрева. Биметаллический термометр применен в термографе.

Термограф М-16А (рис. II.24) предназначен для непрерывного измерения и регистрации температуры воздуха. Чувствительной частью прибора является изогнутая биметаллическая пластина *9*, изменяющая свою кривизну в зависимости от температуры. Один конец пластины закреплен, а другой — системой рычагов связан со стрелкой *4*. На конце стрелки, установлено перо *10* в виде ковшичка, в которое заливаются специальные медленно сохнущие чернила. Перо вычерчивает кривую изменения температуры на диаграммной ленте, закрепленной на барабане *2* с помощью лентодержателя *3*.

Барабан вращается под действием помещенного в него часового механизма. В зависимости от модификации прибора барабан делает 1 оборот в сутки (суточный термограф) или в неделю (недельный). Часовой механизм заводится ключом.

В зависимости от применяемой шкалы на диаграммной ленте прибором измеряют температуру в следующих диапазонах: от —40 до +30° С; от —30 до +40° С; от —20 до +50° С. Прибор регулируется винтом *8*, перемещающим закрепленный конец чувствительной пластины. При этом перо устанавливают на нужное деление выбранной шкалы, соответствующее температуре измеряемого воздуха в данный момент.

В приборе предусмотрен отметчик времени. Он дает возможность, не открывая крышки корпуса прибора, отмечать время наблюдений на диаграммной ленте. При нажатии на отметчик времени перо поднимается и делает вертикальную отсечку.

Чтобы отвести стрелку с пером от барабана часового механизма для прекращения записи и снять барабан при смене диаграммной ленты, поворачивают рычаг *5* до упора в направлении на себя. Опустить перо на поверхность барабана можно поворотом этого рычага до упора в обратном направлении. Основная плата прибора *11*, на которой смонтированы все узлы и механизмы, прикреплена к основанию корпуса *1*. Чувствительная часть термографа защищена от механических повреждений защитными дугами *7* и крышкой *6*.

Правила измерения температуры

Для измерения температуры воздуха в рабочей зоне помещения термометры устанавливают по возможности на высоте 1,5 м от пола, вдали от холодных наружных ограждений и оборудования, излучающего тепло, и вне зоны действия приточных струй и солнечных лучей. Резервуары термометров должны свободно омываться воздухом. Измерять температуру воздуха вблизи горячих или холодных поверхностей следует аспирационными психрометрами, резервуары термометров которых защищены от воздействия тепловой радиации.

Температура наружного воздуха измеряется термометрами, которые должны быть защищены от непосредственного воздействия солнечных лучей и атмосферных осадков. Температуру воздуха в воздуховодах рекомендуется измерять термометрами, вводимыми внутрь воздуховодов через специальное отверстие или лючки. При разрежении в воздуховоде необходимо исключить подсос воздуха через отверстия или лючки.

Места измерения температуры воздуха в воздуховодах выбирают с учетом следующих требований:

термометры не должны подвергаться вибрации и тряске;

на показания термометров не должно оказывать влияние лучистое тепло от теплообменников и должно быть исключено попадание капель воды или другой жидкости на термометр при замерах после камер орошения.

Показания термометров следует снимать не ранее чем через 5 мин после их установки, причем не следует дотрагиваться до резервуара термометра руками, дышать на него, освещать спичками. При необходимости наблюдения за температурой воздуха в помещении в течение суток или более длительного времени следует использовать самопишущие приборы — термографы, электронные са-

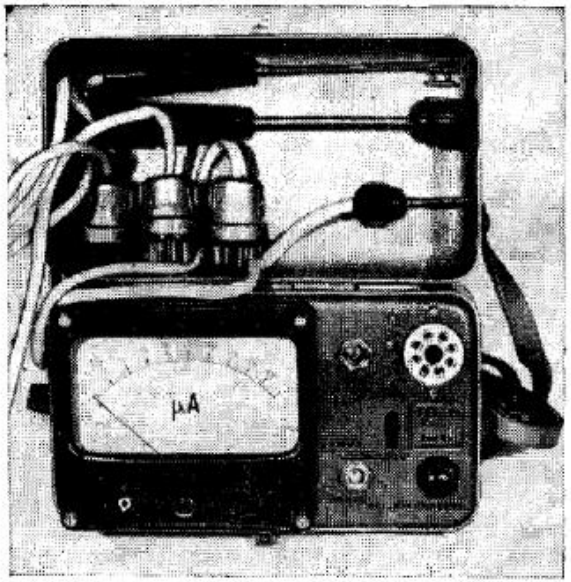


Рис. II.25. Полупроводниковый термометр ЭТП-2А

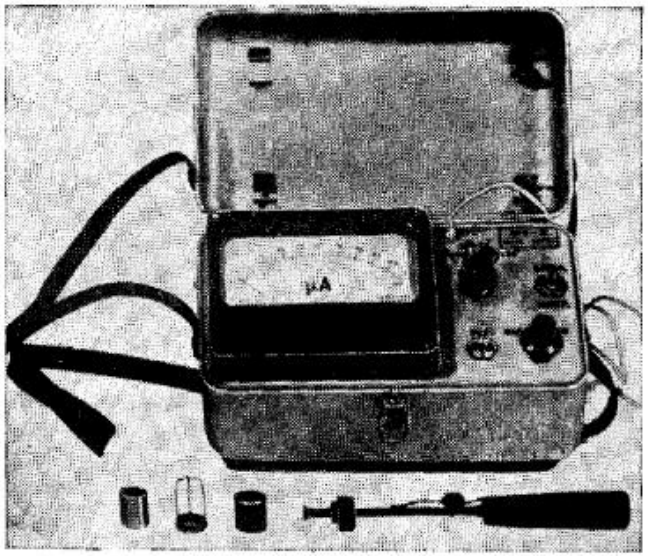


Рис. II.26. Полупроводниковый термометр ЭТП-М

мопишущие многоточечные и одноточечные с термометрами сопротивления.

Температура поверхностей измеряется термощупами или поверхностными термопарами.

Таблица II.3. Технические данные полупроводниковых термометров

Показатели	ЭТП-1А	ЭТП-2А	ЭТП-М
Диапазон измеряемой температуры, °С	25—120	От —30 до 60	От —30 до 120
I поддиапазон	24—75	» 10 » 60	» —30 » 20
II »	70—120	» —30 » 20	» 20 » 70
III »	—	—	» 70 » 120
Цена давления, °С	1	1	1
Класс точности	4	4	2,5
Постоянная времени, с, при измерении температуры:			
жидкости	40	40	40
воздуха	180	180	180
твердых тел	40	40	40
Питание приборов	КВС-Л-0,5	КБС-Л-0,5	Элементы 333
Габариты, мм	114×204×120	114×204×120	114×204×103
Масса прибора в комплекте, кг	1,8	1,8	1,9

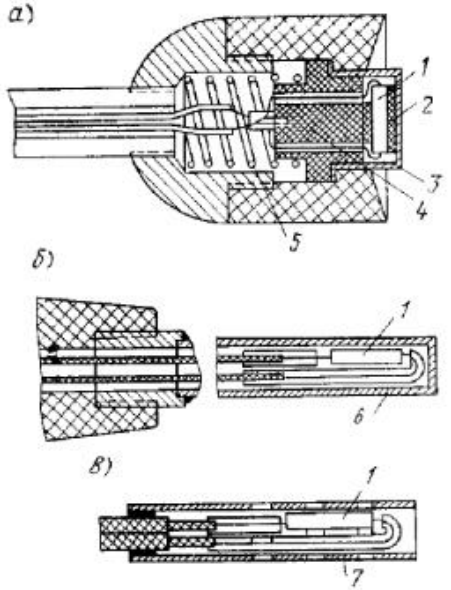


Рис. II.27. Конструкции головок датчиков полупроводниковых термометров ЭТП-1А и ЭТП-2А для измерения температуры

а — поверхностей, тип I; *б*—жидкости, тип II, *в* — воздуха, тип III

Полупроводниковые термометры типа ЭТП-1А, ЭТП-2А (рис. II.25) и ЭТП-М (рис. II.26), предназначенные для измерения температуры в производственных и лабораторных условиях, разработаны и изготавливаются экспериментальной базой Уральского ПромстройНИИпроекта (табл. II.3).

Приборы ЭТП-1А и ЭТП-2А работают с датчиками трех типов, конструкция которых показана на рис. II.27.

Датчик I служит для измерения температуры поверхностей металлических строительных конструкций и ограждений, нагревателей

отопительно-вентиляционных систем, трубопроводов котельных и холодильных установок, корпусов и деталей электромашин и другого технологического оборудования. Терморезистор *1* датчика плотно обмотан неизолированной медной проволокой *2*, припаян к контактному колпачку *3* и помещен в колодку *4*, которая поджимается пружиной *5*, что обеспечивает надежный тепловой контакт с измеряемой поверхностью.

Датчик II предназначен для измерения температуры неагрессивных жидкостей, растворов, сыпучих материалов, влажных газовых сред. Датчик состоит из герметичной трубки *6*, внутри которой помещен терморезистор *1*.

Датчик III применяется для измерения температуры неагрессивных газовых и воздушных сред нормальной влажности. Датчик состоит из перфорированной трубки *7* с терморезистором *1*, расположенным внутри.

В приборе ЭТП-М применен один датчик с тремя сменными насадками, позволяющими производить все вышеуказанные измерения.

Все элементы и узлы приборов смонтированы на жесткой панели и помещены в защитный корпус с крышкой, в которой размещены датчики (см. рис. II.25, II.26). В специально предусмотренной кассете в корпусе прибора устанавливается батарея питания.

На лицевой панели приборов расположены стрелочный индикатор, переключатель поддиапазонов, переключатель рода работы, переменный резистор установки рабочего напряжения, выключатель питающего напряжения, разъем для включения датчиков (в приборах ЭТП-1А и ЭТП-2А).

Порядок работы с приборами. Вначале подключают датчик и располагают прибор горизонтально. Механическим корректором стрелочного индикатора устанавливают стрелку на нулевую отметку шкалы. Переключатель поддиапазонов ставят на требуемый поддиапазон измерения. Переключатель рода работы включают в положение «контроль» и подключают питание прибора. Ручкой «регулирование напряжения» устанавливают стрелку индикатора на максимальное деление шкалы (настройку производят после каждого переключения поддиапазонов и при измерении периодически контролируют). После этого переключатель рода работы устанавливают в положение «измерение». По шкале прибора снимают показание при установившемся значении тока измерителя. В приборах, шкала измерителя которых градуирована в мка, температуру определяют по зависимости $I=f(t)$, прилагаемой к прибору в виде графики. Датчик прибора при измерениях устанавливают заранее или перед включением прибора. Поверхности в местах измерений температуры выбирают ровные, сухие, очищенные от грязи, краски и т. п. с минимальным радиусом закругления (до 40 мм).

Датчик типа I (см. рис. II.27) прижимают плотно, без сдвигов, вибраций и ударов и так, чтобы его ручка была перпендикулярна измеряемой поверхности. Для обеспечения надежного теплового контакта датчика с поверхностью перед измерением температуры медный его колпачок смазывают техническим вазелином или маслом.

Датчик типа II погружают в жидкость или сыпучую среду на полную глубину, сохраняя расстояние между низом ручки и уровнем жидкости не менее 5 мм. При окружающих температурах ниже 10° С измерения проводят дистанционно, чтобы сохранить температуру прибора в пределах 10—35° С.

Аспирационный электротермометр конструкции ГПИ Проектпромвентиляция предназначен для дистанционного измерения температуры воздуха в диапазоне от —15 до +125° С. Электротермометр состоит из измерительного прибора, принципиальная схема которого показана на рис. II.28 и датчика (рис. II.29). Датчик соединен с измерительным прибором соединительным шнуром. Чувствительным

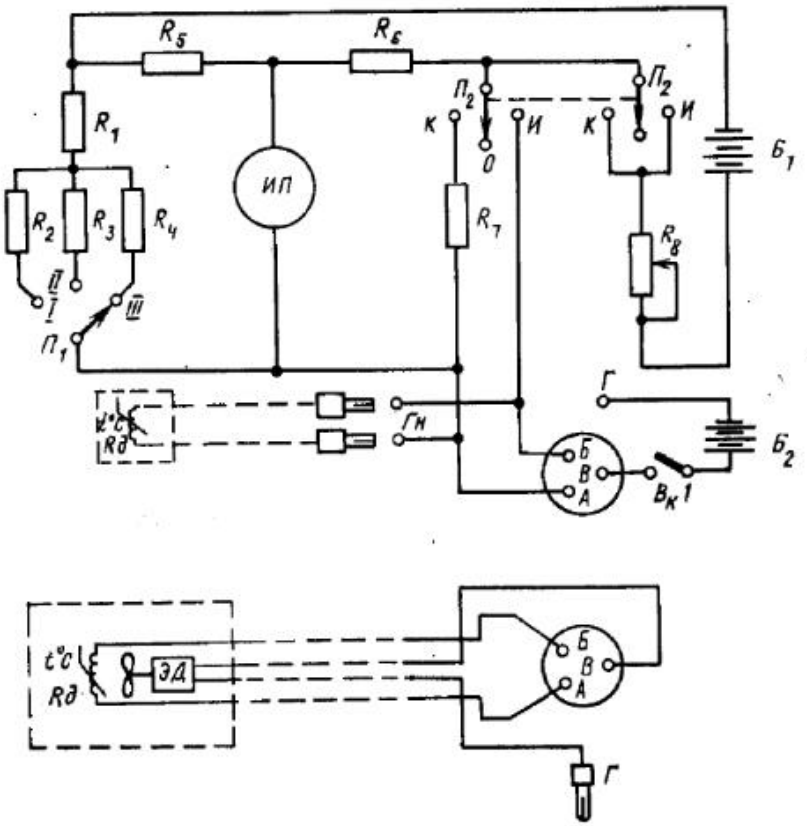


Рис. II.28. Принципиальная электрическая схема аспирационного электротермометра

R_{1-7} — проволочные резисторы различных номиналов; R_8 — переменные резисторы типа СПО-0,5-2,2 ком; $Б_1$ — батарея гальванических элементов типа КБС-Л-0,5; $Б_2$ — три элемента типа 373; *ИП* — микроамперметр типа М-265 с пределом измерения 0—50 мкА; $П_1$ — переключатель типа ПМ; $П_2$ — переключатель типа ПД

элементом *1* датчика температуры (рис. II.29) является медная проволока диаметром 0,05 мм, спирально намотанная на каркас из натянутых нитей. Сопротивление чувствительного элемента при температуре 0° С составляет 100 Ом. Чувствительный элемент закрыт внутренним *2* и наружным *3* цилиндрическими экранами. Экраны изготовлены из листового металла с последующим никелированием и полировкой.

Из окружающей среды воздух просасывается электровентилятором *5* через щели *4* наружного и внутреннего экранов и попадает на датчик, изменяя его температуру и сопротивление. Сопротивление датчика измеряется неуравновешенным мостом постоянного тока.

Прибор имеет три поддиапазона измерения температуры: от —25 до +25° С; от 25 до 75° С и от 75 до 125° С, которые переключаются переключателем п. $П_1$ (рис. II.28). Питание измерительного

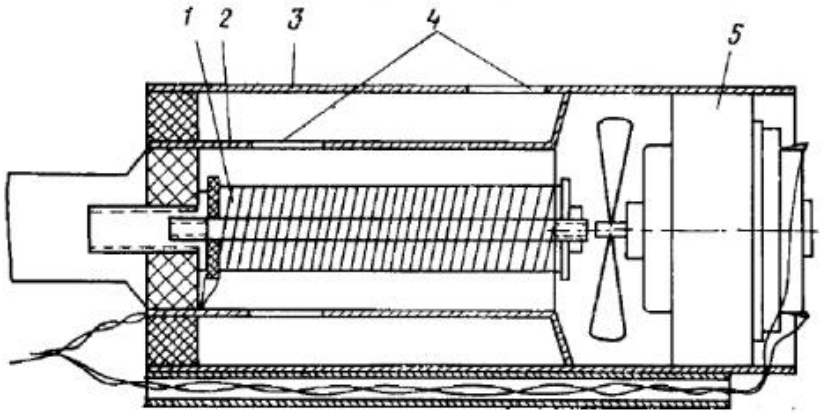


Рис. II.29. Датчик аспирационного электротермометра

моста осуществляется от одной батареи КБС-Л-0,5, электродвигатель вентилятора питается от двух батарей того же типа, соединенных параллельно или трех элементов типа «Марс», соединенных последовательно.

Для подготовки электротермометра к работе датчик подсоединяют к измерительному прибору и корректируют питающее напряжение моста, для чего:

переключатель диапазонов $П_1$ устанавливают в положение II поддиапазона, а переключатель $П_2$ — в положение К (коррекция);

переменным резистором R_8 стрелку измерительного прибора совмещают с красной риской на шкале показывающего прибора. Коррекцию питающего напряжения проводят через 30—35 мин работы прибора.

Для измерения температуры воздуха датчик располагают в точке измерения, затем выключателем $Вк_1$ включают электродвигатель вентилятора, переключатель $П_2$ переводят в положение «И» (измерение). Если стрелка показывающего прибора «зашкаливает» влево, переключатель переводят на более низкий поддиапазон измерения, если вправо — на более высокий. Когда стрелка перестанет двигаться, т. е. чувствительный элемент датчика примет температуру окружающего его воздуха, записывают показания прибора в относительных делениях. Затем по тарировочному графику или таблице переводят деления в абсолютное значение температуры.

II.5. ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ВЛАЖНОСТИ ВОЗДУХА

Относительная влажность газа равна отношению действительной влажности газа к его максимально возможной влажности, соответствующей насыщению при данной температуре.

Наибольшее распространение при наладочных и исследовательских работах по вентиляции получил психрометрический метод измерения относительной влажности воздуха. Этот метод основан на измерении температуры двумя термометрами: «сухим» (обыкновенным) и «мокрым», на чувствительную часть последнего надет смачиваемый дистиллированной водой чулок из тонкой хлопчатобумажной ткани (марля, батист, муслин). «Мокрый» термометр находится в термодинамическом равновесии с окружающей газовой средой. Вследствие испарения влаги с поверхности чувствительной части «мокрого» термометра (за счет поглощения тепла из воздуха, идущего на испарение влаги) температура воздуха в пограничном слое «мокрого» термометра понижается, и поэтому он показывает более низкую температуру, чем «сухой». Разность в показаниях «сухого» и «мокрого» термометров называют психрометрической разностью.

Испарение с поверхности чувствительного элемента мокрого термометра происходит тем интенсивнее, чем ниже влажность воздуха; разность показаний сухого и мокрого термометров зависит, следовательно, от значений влажности.

Психрометр типа ПБ-1 (рис. II.30). Психрометр состоит из корпуса *3*, на котором закреплены два одинаковых ртутных термометра. Баллон одного термометра *1* (обычно левого) «сухой», а баллон другого *2* обернут батистом или марлей. Конец ткани опускают в стаканчик с водой *4*. Благодаря гигроскопичности ткани вода из стаканчика поднимается и смачивает баллон. По психрометрической разности и показанию «сухого» термометра, пользуясь специальными таблицами или номограммами, определяют относительную влажность воздуха.

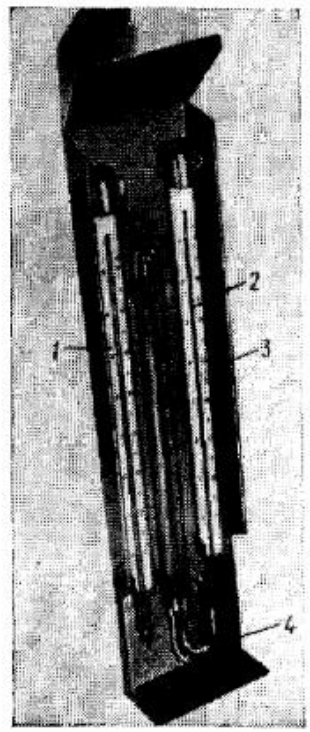


Рис. II.30. Психрометр типа ПБ-1

При определении относительной влажности следует учитывать, что показания прибора существенно зависят от скорости воздуха, обдувающего «мокрый» термометр. Показания «мокрого» термометра не зависят от скорости обдувающего воздуха более 2 м/с. Это свойство использовано в аспирационном психрометре.

Аспирационные психрометры (рис. II.31) служат для измерения влажности и температуры воздуха в стационарных и походных условиях.

Промышленностью выпускаются аспирационные психрометры типа МВ-4М с механическим приводом вентилятора (рис. II.31, *а*) и М-34 с электродвигателем (рис. II.31, *б*). Пределы шкалы термометров от —31 до +51° С. Цена деления термометров 0,2° С. Диапазон измерения относительной влажности 10—100% при температуре от —10 до +40° С.

Аспирационные психрометры состоят из двух одинаковых ртутных термометров *2*, закрепленных в специальной оправе, и аспира-

ционной головки *1*, содержащей заводной механизм или электродвигатель.

Резервуары термометров помещены в трубки защиты *5* с воздушным зазором между ними, чтобы предохранять чувствительные части термометров от нагревания тепловой радиацией. Кроме того, наружная поверхность трубок тщательно полируется и никелируется. Сами трубки изолированы друг от друга теплоизоляционными шайбами.

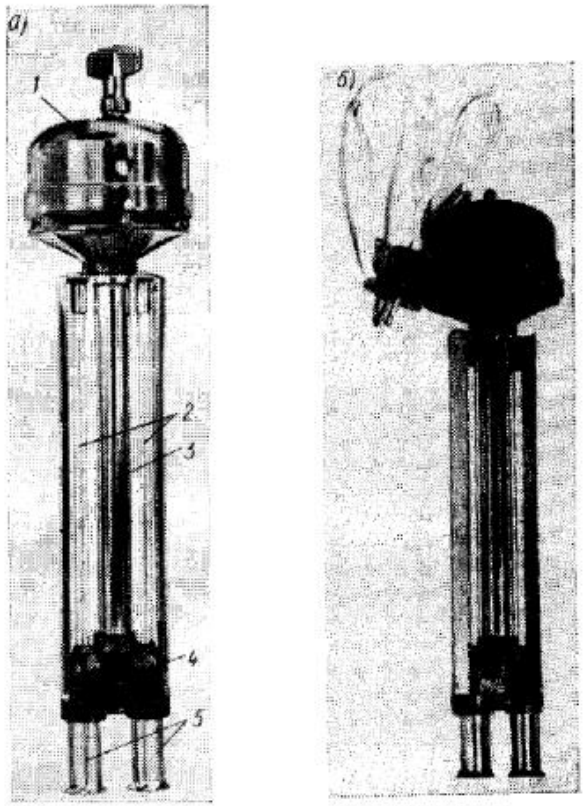


Рис. II.31. Психрометр аспирационный

Трубки защиты соединены аспирационной чашкой *4* с воздухопроводной трубкой *3*, на верхнем конце которой укреплена аспирационная головка. От механических повреждений термометры защищены гермозащитой. Чувствительная часть правого термометра обернута батистом в один слой и перед работой смачивается чистой дистиллированной водой с помощью резинового баллона с пипеткой. Для подвешивания прибора имеется крюк, на одном конце которого есть винтовая нарезка, а на другом — крючок с прорезью. Крюк ввинчивают горизонтально в деревянный столб и на него навешивают прибор.

К прибору прилагается ветровая защита. Прибор работает следующим образом. Вращением вентилятора в прибор всасывается

воздух, который, обтекая чувствительные части термометров со скоростью более 2,5 м/с, проходит по воздухопроводной трубке к вентилятору и выбрасывается им наружу через прорези в аспирационной головке.

Температура воздуха определяется по показанию «сухого» термометра, а влажность по показаниям «сухого» и «мокрого» термометров по специальным психрометрическим таблицам, психрометрическому графику (рис. II.32) или по *I—d*-диаграмме (рис. II.33).

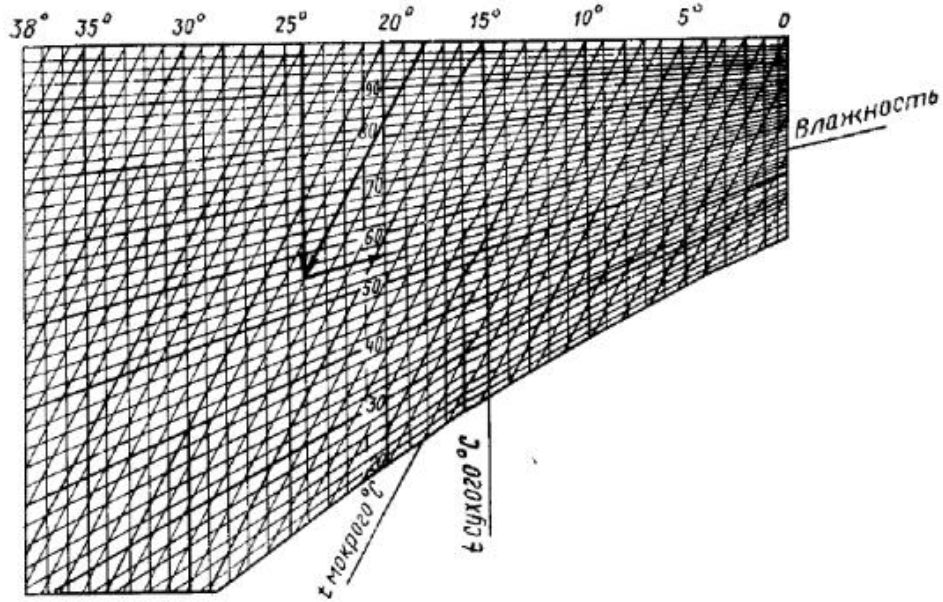


Рис. II.32. Психрометрический график

Относительная влажность по психрометрическому графику определяется следующим образом: по вертикальным линиям отмечают показания «сухого» термометра, а по наклонным — показания «мокрого» термометра; на пересечении этих линий получают значение относительной влажности в процентах. Линии, соответствующие десяткам процентов, обозначены цифрами: 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90.

Пример II.7. Показание «сухого» термометра 24° С, показание «мокрого» термометра 18° С. Определим относительную влажность.

Решение. **На графике (рис. II.32) находим точку пересечения вертикальной и наклонной линий, соответствующих данным температурам; точка находится на линии 56. Следовательно, относительная влажность будет 56%.**

Найдем значение относительной влажности по *I—d*-диаграмме. Температура воздуха в слое, граничащем с чувствительной частью мокрого термометра, будет равна 18° С при 100% (точка *А* на рис. II.33). Так как с поверхности «мокрого» термометра, при установившемся состоянии влага испаряется за счет теплосодержания воздуха, то процесс изменения состояния воздуха пойдет по линии постоянного теплосодержания. Проводя из точки *А* линию *I* = =const до пересечения с изотермой, соответствующей температуре сухого термометра, в нашем примере 24° С, получим точку *Б*. Искомая влажность воздуха составит 56%.

Измерение аспирационным психрометром производят следующим образом. При определении влажности на открытом воздухе прибор

выносят из помещения за 15 мин до измерений. Затем смачивают батист на резервуаре прибора, для чего берут резиновый баллон с пипеткой, заранее наполненный дистиллированной водой, и легким нажимом доводят воду в пипетке до черточки. Если черточка отсутствует, то доводят воду не ближе, чем на 1 см от края пипетки и удерживают ее на этом уровне с помощью зажима. Пипетку вво-

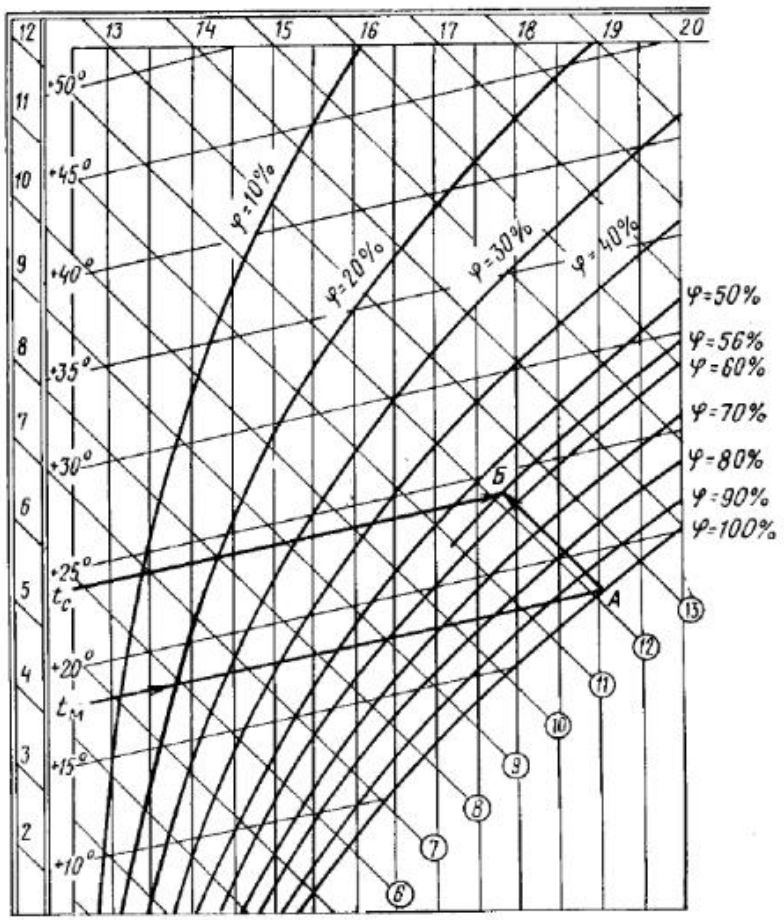


Рис. II.33. Определение относительной влажности по диаграмме *I—d*

дят до отказа во внутреннюю трубку защиты и смачивают батист на резервуаре термометра. Через 1 мин, не вынимая пипетки из трубки, разжимают зажим и вбирают излишнюю воду в баллон, после чего пипетку вынимают. Далее заводят механический привод аспиратора или включают электродвигатель. Через четыре минуты после включения аспиратора отсчитывают показания термометров.

У психрометров МВ-4М работу аспиратора проверяют не реже 2 раз в месяц. Для этого пружину механизма заводят до отказа и

следят через специальное окошко в колпаке за вращением барабана, отмечая одновременно по секундомеру время одного оборота по риске, нанесенной на нем. При нормальной работе время одного оборота барабана не превышает больше чем на 10 с от указанного

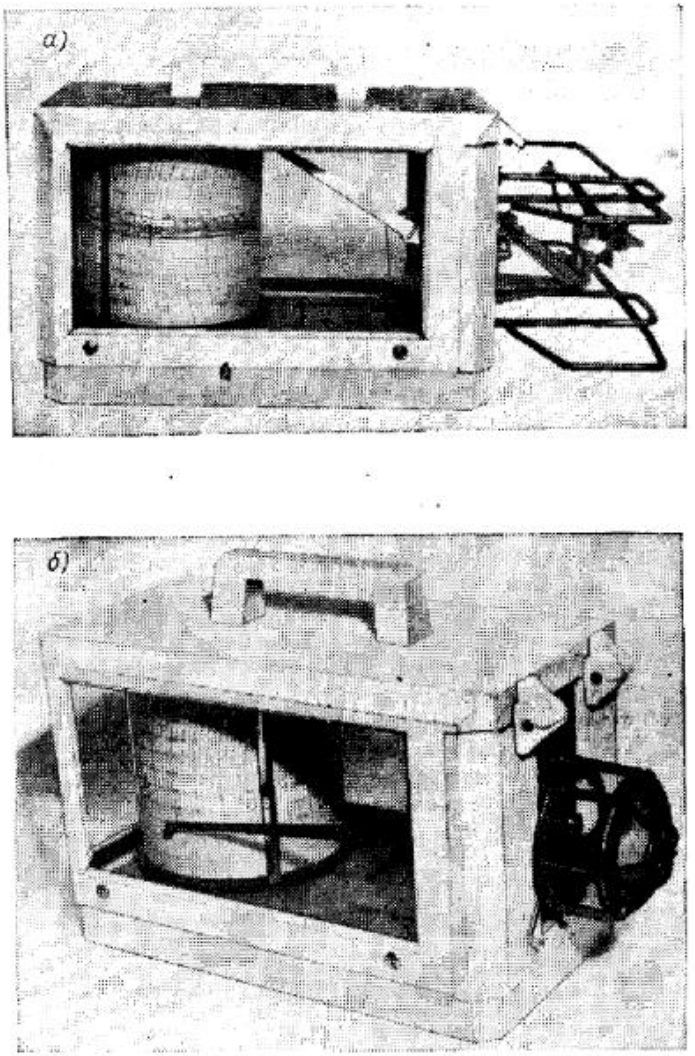


Рис. II.34. Гигрографы

а — М-21 с волосным чувствительным элементом; *б* — М-32 с пленочным чувствительным элементом

в паспорте. Если изменение частоты вращения более 10 с, то прибор нельзя считать точным и его следует сдать в ремонт и проверить.

Гигрографы М-21 и М-32 (рис. II.34). Гигрограф М-21 (рис. II.34, *а*) — самопишущий прибор, предназначенный для непрерывно-

ло измерения и записи относительной влажности воздуха в пределах 30—100% при температуре от —35 до +45° С.

Изменение относительной влажности воздуха во времени регистрируется на диаграммной ленте. В зависимости от модификации гигрографы выпускаются недельные и суточные. Чувствительным элементом прибора является пучок обезжиренных человеческих волос (30—40 шт.), укрепленный на рамке. Пучок волос притянут за середину крючком к рычажной системе, которая передает движение стрелки с пером. Изменение длины пучка волос при изменении относительной влажности воздуха передается записывающему механизму. При увеличении относительной влажности воздуха пучок волос удлиняется и стрелка с пером идет вверх, а при уменьшении — опускается вниз. Приемная часть прибора защищена от механических повреждений защитной рамкой. В остальном конструкция прибора аналогична конструкции термографа М-16А.

Гигрограф М-32 (рис. 34, *б*) отличается от гигрографа М-21 конструкцией чувствительного элемента, которая представляет собой круглую мембрану, изготовленную из специально обработанной гигроскопической органической пленки, с жестким центром, служащим для соединения ее с механизмом прибора. При увеличении относительной влажности воздуха прогиб мембраны увеличивается и стрелка с пером передвигается вверх, а при уменьшении — опускается вниз.

Гигрографы не являются абсолютными приборами. При использовании приборов для определения относительной влажности воздуха необходимо предварительно ввести поправки относительно психрометра и периодически контролировать их, сравнивая с психрометром.

Во всех случаях, когда при ремонте разбирается система передаточного механизма или снимается и заменяется чувствительный элемент влажности, требуется регулировка и проверка прибора. Регулировка и поверка гигрографов и выдача нового поверочного свидетельства после ремонта производится в Центральном бюро поверки ГТО, ГУГМС, Бюро поверки местных управлений гидрометеослужбы или на заводе-изготовителе.

Измеритель относительной влажности ВПГ-103. Для измерения относительной влажности воздуха и температуры в производственных помещениях и системах кондиционирования воздуха Ивановским промышленным производственно-техническим объединением Промэнергоремонт разработан измеритель относительной влажности, переносный типа ВПГ-103.

Технические данные прибора ВПГ-103

Диапазон измерения влажности, %	40—80, 60—90
То же, температуры, °С	15—35
Основная погрешность измерения:	
относительной влажности воздуха, %	±5
температуры, °С	±1
Питание прибора	две батареи КБС-Л-05,
Потребляемая мощность, мВт	не более 50
Габаритные размеры прибора, мм	260×205×95
Масса прибора с батареями питания, кг	≤2

Чувствительным элементом измерителя влажности воздуха является калиево-натриевый датчик типа ЭВЧ-01Т или ЭВЧ-02Т, изменяющий сопротивление влагочувствительной пленки R_φ в зависимости от относительной влажности воздуха.

Датчик R_φ включен в мостовую измерительную схему (рис. II.35). При определении температуры измеряемой среды характеристика датчика тоже изменяется, поэтому в приборе предусмотрена компенсация температурной погрешности с помощью терморезисторов R_{t_1} и R_{t_2}. Датчиком температуры является терморезистор R_{t_3}, включенный в плечо мостовой измерительной схемы. Переключателем $П_2$ схемы измерения относительной влажности воздуха или

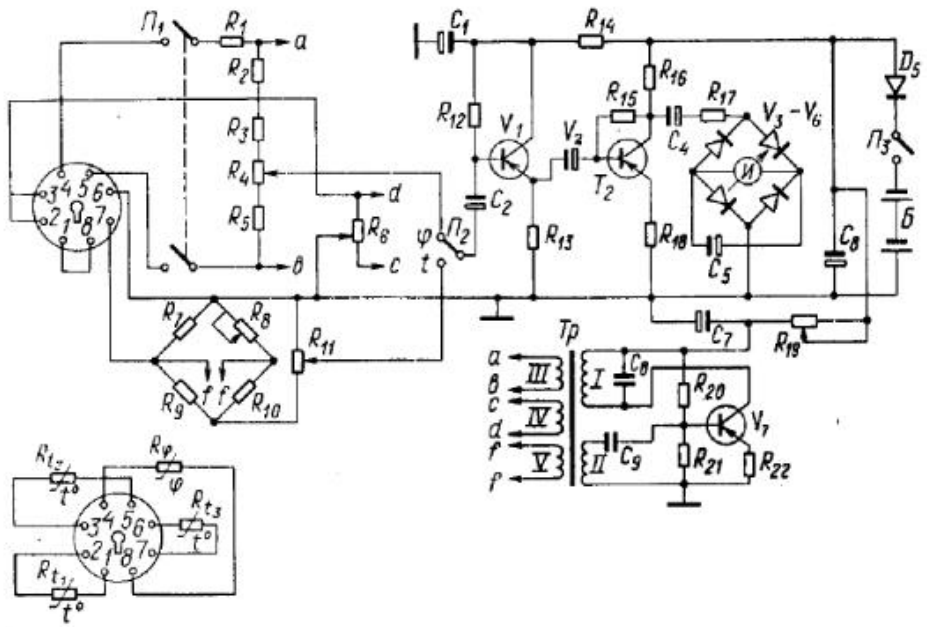


Рис. II.35. Принципиальная электрическая схема измерителя относительной влажности типа ВПТ-103

R_φ — влагочувствительный элемент; R_{t_1}, R_{t_2} и R_{t_3} — терморезисторы; R_{1-22} — резисторы разных номиналов; C_{1-9} — конденсаторы; V_1, T_2, V_7 — транзисторы; V_{3-6}, D_5 — диоды; $И$ — микроамперметр; $П_{1-3}$ — тумблеры; $Б$ — батарея КБС-Л-0,5; $T_р$ — трансформатор

температуры подключаются ко входу электронного усилителя и выпрямителя. На входе усилителя включен стрелочный индикатор, шкала которого проградуирована в процентах относительной влажности воздуха и градусах Цельсия.

Порядок работы с прибором. Открыть крышку прибора. Подключить датчик к измерительной схеме прибора. Переключатель $П_3$ перевести в положение «Вкл». Переключатель $П_1$ «контр-измер» перевести в положение «Контр». Переключатель $П_2$ «$t°$—φ%» перевести в положение «φ%». Ручкой потенциометра R_8 «Уст» установить стрелку индикатора на контрольную красную отметку шкалы. Переключатель $П_1$ перевести в положение «Измер». Датчик поместить в точку, в которой необходимо измерить относительную влажность

и температуру воздуха, и, выждав когда стрелка измерительного прибора прекратит движение, произвести отсчет показания по шкале относительной влажности. Перевести переключатель в положение «*t*» и снять показания по шкале температуры. Периодически (не реже одного раза в месяц) необходимо проверять показания прибора по контрольному аспирационному психрометру. При запылении чехла блока датчиков пыль должна очищаться сухой мягкой кисточкой.

II.6. ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ТЕПЛОВОЙ РАДИАЦИИ

Приборы, служащие для измерения интенсивности тепловой радиации, — называются актинометрами.

В настоящее время наиболее распространенным является **актинометр типа ЭТМ** (рис. II.36), изготавливаемый экспериментально-техническими мастерскими при НИИ гигиены труда и профзаболеваний (Ленинград). Актинометр предназначен для измерения интенсивности тепловой радиации в производственных условиях в диапазоне от 0 до 20 кал/см²·мин (6000 Вт/см²). Шкала прибора отградуирована в калориях. Цена одного деления шкалы 0,5 кал/см²×мин (300 Вт/см²). Прибор сконструирован по принципу термоэлектрического эффекта — возникновения электрического тока в замкнутой цепи, состоящей из разнородных металлов при наличии разности температур на концах спаев. Приемником тепловой радиации в приборе служит термоэлектрическая батарея — ряд термопар, соединенных между собой последовательно, причем положительные спаи термопар механически присоединены к пластинам, имеющим степень черноты, близкую к абсолютно черному телу, а отрицательные — к пластинам, имеющим высокую отражательную способность. При попадании на пластины тепловой радиации «черные» пластины интенсивно нагреваются и в цепи термоэлектробатарей возникает электрический ток, который измеряется гальванометром, вмонтированным в корпус прибора, шкала которого отградуирована в единицах тепловой радиации.

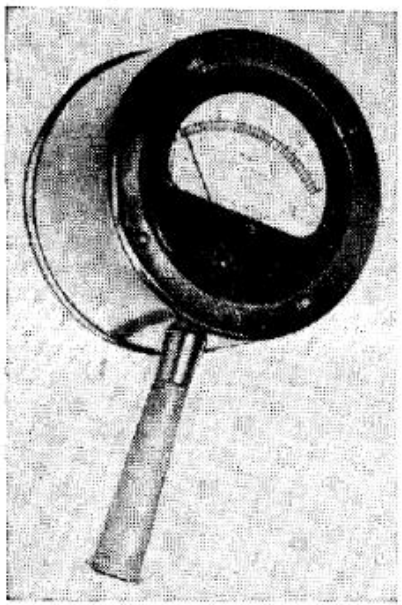


Рис. II.36. Актинометр ЭТМ

Актинометр предназначен для измерения в вертикальном положении. Перед измерением тепловой радиации стрелку гальванометра винтом механической коррекции устанавливают в нулевое положение при закрытом от радиации термоприемнике. Термоприемник направляют в сторону излучающего тела из точки, в которой измеряют величину тепловой радиации и открывают крышку. Через 2—3 с отсчитывают показания по шкале прибора, после чего крышку закрывают. Не рекомендуется облучать термоприемник продолжительное время, особенно при измерениях большой радиации, так как при этом теплоотражающие пластины нагреваются за счет теплопроводности, что дает искаженные показания.

II.7. ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ МОЩНОСТИ

Все измерения, связанные с определением потребляемой электродвигателем мощности, осуществляются эксплуатационным персоналом предприятия, где испытываются и налаживаются вентиляционные системы. Для этого имеется переносной измерительный комплект К-50, с помощью которого измеряется сила тока до 50 А, на-

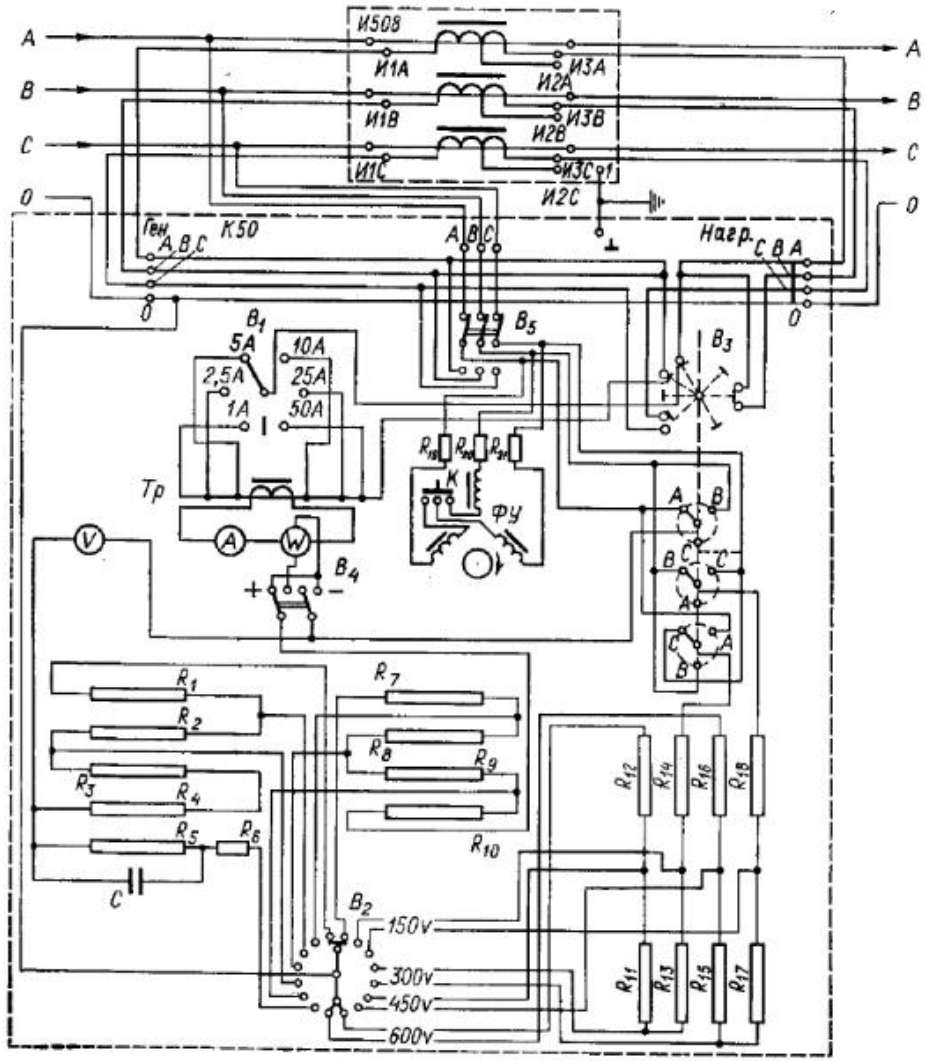


Рис. II.37. Принципиальная электрическая схема комплекта К-50

пряжение до 600 В и мощность до 30 кВт в однофазных и трехфазных трехпроводных и четырехпроводных цепях переменного тока при равномерной и неравномерной нагрузке фаз.

Для расширения пределов измерения по току до 600 А используется блок измерительных трансформаторов тока И-508М (поставляемых с комплектом).

Соединения всех элементов схемы К-50 (рис. II.37) выполнены постоянным монтажом внутри общего корпуса. Для измерения тока, напряжения и мощности в разных фазах схемой предусмотрена

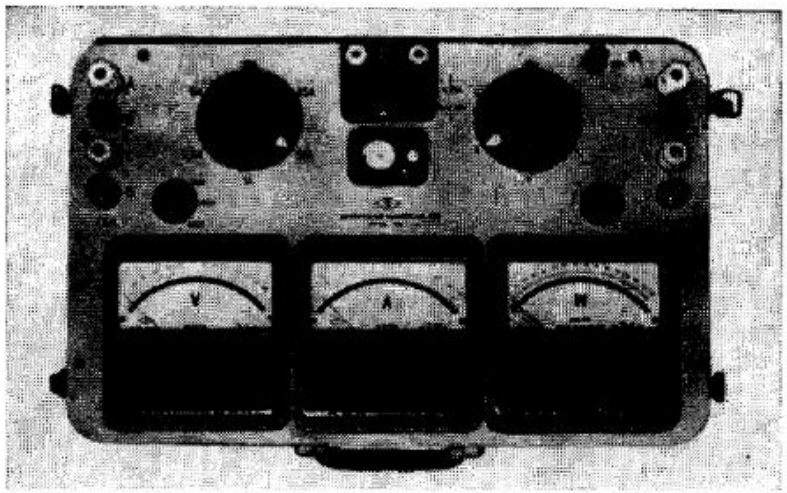


Рис. II.38. Комплект К-50

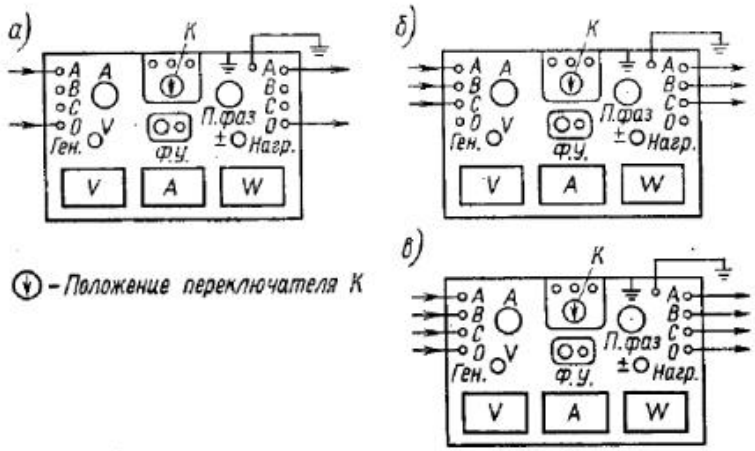


Рис. II.39. Схемы включения комплекта К-50 при измерениях до 50 А, 600 В

а — однофазная цепь; *б* — трехфазная трехпроводная цепь; *в* — трехфазная четырехпроводная цепь

возможность быстрого переключения приборов комплекта из одной фазы в другую с помощью переключателя фаз. Переключение номинальных токов и напряжений осуществляется соответствующими переключателями.

Элементы схемы измерительного комплекта смонтированы на панели из изоляционного материала (рис. II.38). Группы зажимов «Ген.» (генератор) и «Нагр.» (нагрузка) предназначены для подключения соответственно источника питания и нагрузки.

Схемы подключения однофазной, трехфазной трехпроводной и трехфазной четырехпроводной цепей представлены на рис. II.39. Фазоуказатель кратковременного включения предназначен для проверки правильности чередования фаз.

При работе с комплектом К-50 необходимо:

выключить напряжение, подводимое к цепям, в которых проводят измерения;

включить комплект в схему для измерений, подключив источник питания к группе зажимов, обозначенной «Ген.», а нагрузку к группе зажимов, обозначенной «Нагр.» в соответствии с маркировкой зажимов фаз на рис. II.39. Необходимо помнить, что подключать комплект К-50 можно только при отключенном источнике питания. Зажим заземления должен быть соединен с заземляющим устройством;

установить переключатель фаз комплекта в положение *О*, переключатель номинальных напряжений — в положение 600 В, переключатель номинальных токов — в положение 50 А, переключатель полярности ваттметра в положение «+», колодку «К» (штырьковый переключатель с обозначением стрелки) установить стрелкой в сторону приборов;

установить комплект в горизонтальное положение;

установить стрелки приборов с помощью корректоров на нулевые отметки шкал;

подключить цепи с включенным комплектом к источнику напряжения;

поставить переключатель фаз в положение фазы, в которой производят измерения.

Если отклонение стрелки амперметра или вольтметра меньше 50% верхнего предела измерения, то соответствующий переключатель номинальных токов или напряжений переводят на меньший предел измерений. Измерения в трехфазных цепях производят поочередно во всех фазах.

Показания амперметра, вольтметра и ваттметра записывают в относительных делениях. Для нахождения истинных значений напряжения необходимо показание соответствующего прибора умножить на переводные коэффициенты, которые приведены в таблице на крышке комплекта К-50. Для вольтметра и амперметра переводной коэффициент находят делением номинального тока прибора на число делений на соответствующем гальванометре. Например, при положении переключателя номинальных токов 10 А переводной коэффициент составляет 10 : 100 = 0,1. Для ваттметра коэффициент определяется умножением коэффициента вольтметра на номинальный ток амперметра.

Мощность в трехфазной цепи P_Σ определяется суммированием измеренных мощностей в каждой фазе

$$P_\Sigma = P_A + P_B + P_C, \qquad (II.20)$$

где P_A, P_B, P_C — мощности, измеренные в фазах *А*, *В* и *С*.

Вольтметр измеряет фазное напряжение $v_ф$, а линейное напряжение $v_л$ можно подсчитывать по формуле

$$v_л = v_ф \sqrt{3}.$$

При нагрузке фаз коэффициент мощности в трехфазных цепях подсчитывается по формулам:

равномерной

$$\cos\varphi = (P_A + P_B + P_C)/3Iv_ф = P_c/3Iv_ф; \qquad (II.21)$$

неравномерной

$$\cos\varphi = (P_A + P_B + P_C)/3I_{ср}v_{ф.ср} = \Sigma P/3I_{ср}v_{ф.ср}, \qquad (II.22)$$

где $I_{ср} = (I_A + I_B + I_C)/3$;

$$v_{ф.ср} = (v_A + v_B + v_C)/3.$$

II.8. ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ

Тахометр часовой ТЧ10-р (рис. II.40) предназначен для измерения частоты вращения в пределах 50—10 000 об/мин и линейных скоростей 1 — 1000 м/мин способом непосредственно присоединения. Допустимая погрешность показаний при измерении частоты вращения ±1%, линейных скоростей ±2%. Цена деления: большой шкалы частоты вращения 10 об/мин, малой 1000 об/мин; большой шкалы линейной скорости 1 м/мин, малой 100 м/мин. Габаритный размер 25×73×130 мм. Масса прибора с наконечником 0,26 кг.

Тахометр состоит из счетного и часового механизмов и механизма возврата стрелок. Для измерения частоты вращения применяются два вида наконечников с прямым и обратным конусами. Для измерения линейной скорости используется дисковый наконечник. Наконечники необходимо плотно насаживать на вал тахометра, чтобы они не спадали под действием собственных сил тяжести.

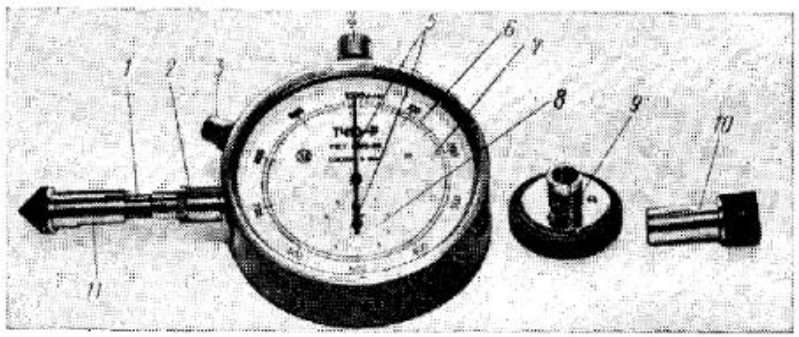


Рис. II.40. Тахометр часовой ТЧ10-р.

1 — приводной вал; *2* — предохранительная муфта; *3* — кнопка возврата стрелок; *4* — кнопка «Пуск»; *5* — указательные стрелки; *6* — шкала частоты вращения; *7* — шкала линейной скорости; *8* — шкала тысяч частоты вращения и сотен м/мин линейной скорости; *9* — дисковый наконечник линейной скорости; *10* — наконечник с обратным конусом; *11* — наконечник с прямым конусом

Для измерения частоты вращения необходимо:

наконечник приводного вала прижать к торцу испытуемого вала так, чтобы их оси совпали и вал тахометра пришел во вращение (при измерении частоты вращения измеряемый вал должен иметь на торце центровочный элемент, а вал тахометра должен быть соосен с измеряемым валом);

нажать и отпустить кнопку «Пуск», при этом часовой механизм тахометра должен начать работать;

после остановки механизма отсоединить наконечник тахометра от измеряемого вала и отсчитать показания по малой и большой шкалам прибора.

Отсчет производится суммированием показаний малой и большой шкалы; например, после произведенного измерения стрелка малой шкалы остановилась между цифрами *1* и *2*, а стрелка большой шкалы на делении 480. При этом истинная частота вращения находится как сумма 1×1000+480 и составит 1480 об/мин.

Для измерения линейной скорости на приводной вал тахометра насаживают дисковый наконечник, затем прижимают его цилиндрической поверхностью к движущейся поверхности, линейная скорость которой измеряется так, чтобы ось вала была соосна с направлением движения измеряемой поверхности. Дальше действуют так же, как и при измерении частоты вращения.

Между последовательными включениями тахометра следует делать выдержку 30 с, чтобы избежать искаженных показаний прибора.

Подготовка прибора к следующему измерению производится нажатием кнопки возврата стрелок на ноль. После 400 замеров рекомендуется смазать подшипник приводного вала тахометра, для чего необходимо поворотом предохранительной муфты совместить отверстие в ней с отверстием в подшипнике и дать 2—3 капли вазелинового масла. Поворотом муфты закрыть отверстие. Прибор изготавливается Чистопольским часовым заводом.

Тахометр типа ИО-10 (рис. II.41) предназначен для измерения частоты вращения в пределах 25—10 000 об/мин в пяти диапазонах. Погрешность измерения прибором ±2% от максимального предела в каждом диапазоне.

Перед измерением тахометр устанавливают на предполагаемый диапазон измерения частоты вращения, для чего нажимают на кнопку и продольным перемещением приводного вала, одновременно поворачивая его, устанавливают указатель диапазонов на нужный предел.

Проводить измерения частоты вращения выше максимального предела диапазона недопустимо, так как это приводит к поломке прибора. При неизвестном диапазоне измеряемой частоты вращения тахометр устанавливают на самый верхний предел (2500—10000 об/мин), а затем если стрелка при измерении не отклоняется, устанавливают меньший диапазон (750—3000 об/мин) и т. д. до необходимого диапазона измерения.

Отсчет частоты вращения на диапазонах 75—300 и 750—3000 производят по внешней шкале, на остальных диапазонах — по внутренней. На диапазонах 250—1000 и 750—3000 показания тахометра необходимо умножить на 10, на диапазоне 2500—10000 — на 100.

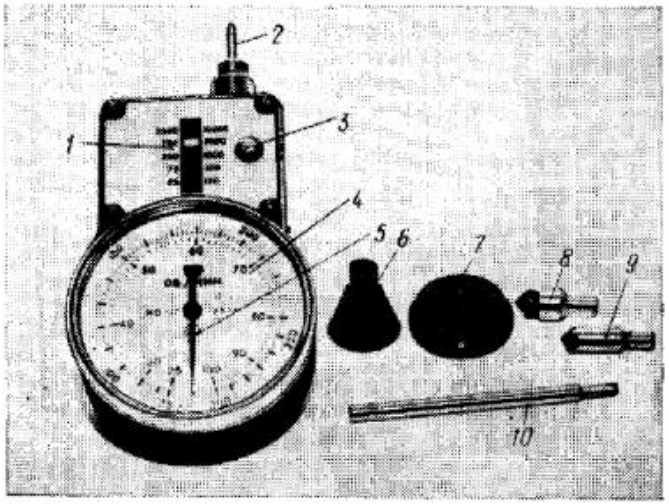


Рис. II.41. Тахометр ИО-10

1 — указатель диапазонов измеряемой частоты вращения; *2* — приводной вал; *3* — кнопка переключателя диапазонов; *4* — шкала; *5* — указательная стрелка; *6* — резиновый шкив с внутренним конусом; *7* — резиновый дисковый шкив; *8* — наконечник с прямым резиновым конусом; *9* — наконечник с прямым металлическим конусом; *10* — удлинитель

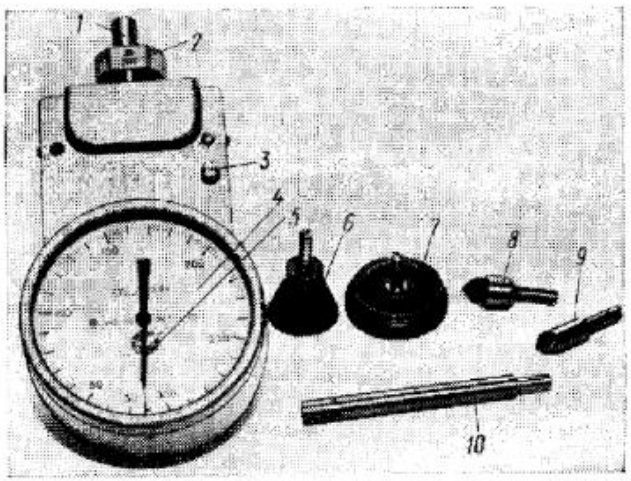


Рис. II.42. Тахометр ИО-30

1 — приводной вал; *2* — переключатель диапазонов; *3* — кнопка фиксации стрелки; *4* — шкала; *5* — указательная стрелка; *6* — резиновый шкив с внутренним конусом; *7* — резиновый дисковый шкив; *8* — наконечник с прямым металлическим конусом; *10* — удлинитель

При частоте вращения больше 750 об/мин на вал тахометра надевают резиновый наконечник, при меньшей частоте — металлический наконечник *9*. Для измерения наконечник приводного вала прижимают к центру вращающегося вала на 4—5 с и за этот или меньший отрезок времени замечают деление на шкале прибора, на котором остановилась стрелка. При затрудненном доступе к центру вращающегося вала на приводной вал тахометра надевают удлинитель.

Если торец вала не зацентрован, то используют шкивы *6* и *7*, которые прижимаются к вращающейся поверхности вала. Частота вращения n, об/мин, подсчитывается по формуле

$$n = n_{\text{т}} \frac{d_{\text{ш}}}{d_{\text{в}}}, \qquad \text{(II.23)}$$

где $n_{\text{т}}$ — показания тахометра, об/мин; $d_{\text{ш}}$ — диаметр шкива, мм; $d_{\text{в}}$ — диаметр вала, мм.

Если нельзя присоединить боковую поверхность шкива к поверхности вала, частоту вращения которого измеряют, шнурок перекидывают через измеряемый вал, завязывают, надевают на канавку шкива *7* и при натяжении производят измерение. Частоту вращения подсчитывают по формуле (II.23) при $d_{\text{ш}}=25$ мм.

Тахометр типа ИО-30 (рис. II.42) предназначен для измерения частоты вращения в пределах 30—30 000 об/мин в трех диапазонах. Погрешность измерения ±2% верхнего предела диапазона.

Переключение диапазонов осуществляется при отсоединенном тахометре переключателем диапазонов, поворотом его вокруг оси приводного вала. Переключение диапазонов при вращающемся вале не допускается. В приборе предусмотрена фиксация указательной стрелки нажатием кнопки. Возврат стрелки на ноль происходит при отпускании кнопки. Измерение тахометром ИО-30 проводят так же, как тахометром ИО-10.

II.9. ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ШУМА

Звуковое давление, измеряемое во времени по синусоидальному закону, человеческое ухо воспринимает как звук чистого тона, более сложные периодические звуковые колебания воспринимаются на слух музыкальными тонами. Когда число составляющих звука велико, а их частоты и амплитуды не связаны определенной зависимостью, то ухо воспринимает такой звук как шум. Большинство звуков, которые нам приходится слышать в повседневной жизни, имеет шумовой характер. Исследованиями доказано, что под влиянием шума даже умеренной интенсивности снижается работоспособность, особенно при умственном труде.

Для измерения всевозможных шумовых характеристик применяют специальные приборы-шумомеры. Шумомер представляет автономный переносный прибор, позволяющий измерять в дБ уровни интенсивности звука в широких пределах.

Шумомер состоит из высококачественного микрофона, широкополостного усилителя, переключателя чувствительности, меняющего усиление ступенями по 10 дБ, переключателя частотных характеристик и стрелочного индикатора, шкала которого градуирована непосредственно в децибелах. На лицевой панели шумомеров помимо основных органов управления обычно имеются гнезда, позволяющие подключить к схеме различные дополнительные устройства: частотные и амплитудные анализаторы, фильтры, самописцы и другие приборы. Из отечественных шумомеров промышленного производства можно назвать приборы типа МИУ, ША-63, Ш-3М, Ш-71, ИШВ-1.

Широкое распространение в Советском Союзе получили приборы, изготовленные в ГДР типа PSJ-201, PSJ-202, и Дании — фирмы «Брюль и Кьер».

Измеритель шума и вибрации типа ИШВ-1 (рис. II.43) предназначен для измерения действующих значений уровней звукового давления, виброускорения, виброскорости в октавных полосах частот и уровней звука по коррекциям А, В, С.

Прибор используется при измерении шума и вибрации машин, механизмов, сооружений и других источников. Прибор переносный с

сетевым и автономным питанием и может эксплуатироваться как в лабораторных, так и в цеховых, полевых условиях. Питание прибора осуществляется как от сети переменного тока, так и от батарей.

Прибор ИШВ-1 обеспечивает измерение действующих значений общих и октавных уровней:

звукового давления 30—130 дБ относительно порогового значения, $2 \cdot 10^{-5}$ Па в диапазоне частот 20—12 500 Гц;

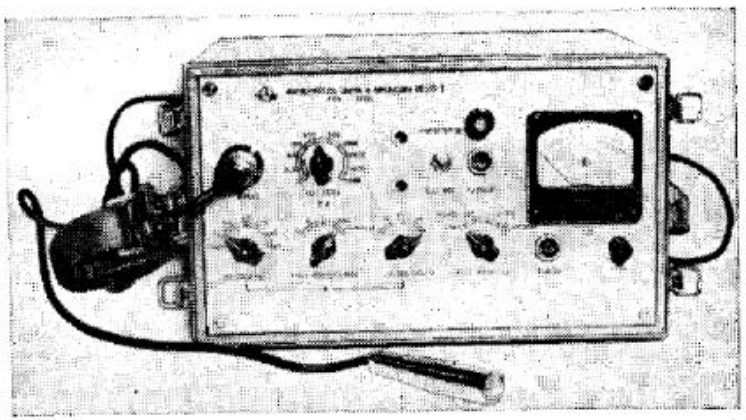


Рис. II.43. Измеритель шума и вибрации ИШВ-1

виброускорения 30—130 дБ относительно порогового значения $3 \cdot 10^{-4}$ м/с^2 в диапазоне частот 10—12 500 Гц;

виброскорости 70—160 дБ относительно порогового значения $5 \cdot 10^{-8}$ м/с^2 в диапазоне частот 10—2500 Гц.

Прибор ИШВ-1 имеет:

линейную амплитудно-частотную характеристику в диапазоне частот 10—12 500 Гц;

амплитудно-частотные характеристики по коррекциям А, В, С в соответствии с требованиями ГОСТа;

амплитудно-частотные характеристики октавных полос со среднеминальными частями 16; 31; 5; 63; 125; 250; 500; 1000; 2000; 4000; 8000 Гц.

В приборе предусмотрен выходной разъем для подключения регистрирующей и анализирующей аппаратуры (самописец, магнитофон) с выходным сопротивлением не менее 15 Ом. Аппаратурой ИШВ-1 выполняют измерения на объектах, удаленных от аппаратуры на расстояние до 30 м. ИШВ-1 имеет динамические характеристики «Быстро», «Медленно» и по своим техническим характеристикам при измерении шума относится к шумомерам нормальной точности.

В комплект измерителя шума и вибрации ИШВ-1 входят следующие приборы: прибор измерительный; измерительный микрофон типа М-101; вибропреобразователь типа Д-28; датчик низкочастотный типа Д-13; калибровочное устройство типа КУ-3; пистонфон типа ПП-101.

На передней панели измерительного прибора (см. рис. II.43) установлены следующие органы управления и разъемы:

переключатель «ДЕЦИБЕЛЫ I», с помощью которого ослабляется входной сигнал ступенями по 10 дБ от 30 до 90 дБ;

переключатель «ДЕЦИБЕЛЫ II», с помощью которого ослабляется сигнал по 10 дБ от 0 до 40 дБ по отношению к переключателю «ДЕЦИБЕЛЫ I»;

переключатель «РОД ИЗМЕРЕНИЯ», с помощью которого в положении А, В, С в измерительный тракт подключаются корректирующие фильтры А, В, С;

в положении «лин» производится измерение без коррекции в полосе частот 10—12 500 Гц;

в положении «фильтры» к измерительному тракту подключаются октавные фильтры и производятся измерения в октавных полосах частот;

переключатель «РОД РАБОТЫ» с положениями «отк.» «контр.», «быстро», «медленно»:

в положении «Отк.» прибор обесточен;

в положении «Контр.» на измерительный прибор подается питание от батарейного или сетевого источника питания и контролируется напряжение с помощью стрелочного прибора;

в положении «быстро» или «медленно» соответственно меняются динамические характеристики измерительного прибора;

переключатель «ЧАСТОТА» с градуировкой 16; 31; 5; 63; 125; 250; 500; 1000; 2000; 4000 и 8000 Гц служит для переключения октавных фильтров;

разъем «Вход» служит для подключения предусилителя и датчика вибрации и микрофона к измерительному прибору;

разъем «Выход» служит для подключения амплитудных анализаторов, самописцев, осциллоскопов и других приборов;

разъем «Калибр» служит для проведения электрической калибровки прибора измерительного;

два отверстия для доступа к двум переменным резисторам, с помощью которых при электрической калибровке производится регулировка коэффициента усиления по двум каналам, в зависимости от положения тумблера «Микрофон», «Датчик»;

специальная лампочка для контроля работы измерительного прибора.

В прибор для подготовки к работе устанавливают сетевой или батарейный блок питания и подключают предусилитель. Переключатель «Род работ» устанавливают в положение «контр», при этом стрелка гальванометра должна находиться в секторе «Батарея», а сигнальная лампочка должна мигать. Затем производят механическую и электрическую калибровку прибора, подключают микрофон к предусилителю, после чего прибор готов к работе.

При измерении уровня звукового давления переключатели измерительного прибора устанавливают в следующие положения: «ДЕЦИБЕЛЫ I» — 90; «ДЕЦИБЕЛЫ II» — 40; «РОД ИЗМЕРЕНИЯ»; «А», «Б» или «С» — в зависимости от коррекции, в которой производят измерения; тумблер «Микрофон-датчик» — микрофон; «РОД РАБОТЫ» — «быстро». Если при измерениях стрелка гальванометра располагается в левой части шкалы, необходимо изменением положения переключателей «ДЕЦИБЕЛЫ I» и «ДЕЦИБЕЛЫ II» перевести ее в правую часть шкалы. Отсчет показаний производят

суммированием показаний переключателей «ДЕЦИБЕЛЫ I», «ДЕЦИБЕЛЫ II» и гальванометра.

Например, при измерении уровня звукового давления переключатели были в следующих положениях: «ДЕЦИБЕЛЫ I» — 50; «ДЕЦИБЕЛЫ II» — 10; стрелка гальванометра на делении 6. Результат измерений равен: 50+10+6=66 дБ.

При измерении уровней звукового давления в октавных полосах частот переключатели устанавливают в тех же положениях, что и при измерении уровня звукового давления на переключатель «РОД ИЗМЕРЕНИЙ» в положение «лин.». С помощью переключателей «ДЕЦИБЕЛЫ I» и «ДЕЦИБЕЛЫ II» стрелку гальванометра устанавливают в правую часть и переключатель «РОД ИЗМЕРЕНИЙ» переводят в положение «фильтры». Измерения производят при положениях переключателя «ЧАСТОТА» — 63; 125; 250; 500; 1000; 2000; 4000; 8000 Гц. Отсчет выполняют так же, как и при измерении уровня звукового давления.

Поверка измерительного прибора ИШВ-1 производится организациями, имеющими право поверки, не реже одного раза в год, а также после каждого его ремонта или замены элементов.

Методика измерений должна приниматься согласно ГОСТу. Для оценки параметров шума на постоянных рабочих местах производственных помещений измерения производят в точках, соответствующих постоянным рабочим местам. Если рабочие места непостоянные, то измерения проводят в нескольких точках так, чтобы охватить возможно бо́льшую часть рабочей зоны. Минимальное число точек измерения в рабочей зоне — три.

Число и расположение точек измерения для оценки шумового режима в производственных помещениях принимается в зависимости от типа технологического оборудования и его размещения:

с однотипным технологическим оборудованием — не менее чем на трех постоянных рабочих местах или на трех соответствующих участках рабочей зоны при непостоянных рабочих местах;

с групповым размещением однотипного технологического оборудования — на постоянном рабочем месте или соответствующем участке рабочей зоны, в центре каждой группы оборудования;

со смешанным размещением разнотипного технологического оборудования — не менее чем на трех постоянных рабочих местах или соответственно на трех участках рабочей зоны для каждого типа оборудования;

с одиночно работающим технологическим оборудованием на постоянном рабочем месте или соответственно в рабочей зоне этого оборудования.

Для оценки параметров шума, создаваемого одиночно работающим технологическим оборудованием или оборудованием вентиляции в производственном помещении, измерения производят на постоянном рабочем месте или соответственно в рабочей зоне этого оборудования при остановленном остальном технологическом оборудовании.

В производственных помещениях, не имеющих «шумного» технологического оборудования, измерения производят на трех постоянных рабочих местах или соответственно на трех участках рабочей зоны, ближайших к источникам внешнего шума, при закрытых и открытых проемах в ограждающих конструкциях (окна, двери и другие) и включенном оборудовании вентиляции и других источников шума внутри помещений.

Микрофон располагают на высоте 1,5 м над полом или рабочей площадкой (если работа выполняется стоя) или на уровне головы человека, испытывающего воздействие шума (если работа выполняется сидя). Микрофон направляют в сторону источника шума и удаляют не менее чем на 0,5 м от человека, производящего измерения.

Контрольные измерения шума, выявляющие соответствие фактических уровней шума на рабочих местах допустимым уровням по действующим нормам, производят при работе не менее $^2/_3$ установленных в данном помещении единиц технологического оборудования, в наиболее часто реализующемся (характерном) режиме его работы. Обязательно включают оборудование, вентиляцию, а также другие, обычно используемые в помещении устройства, являющиеся источниками шума. При измерении шумов шумомер включают в положение «медленно» и отсчет снимают по среднему положению стрелки (при ее колебаниях).

Для импульсных шумов следует дополнительно производить измерения в положении «импульс» или «быстро» с отсчетом максимального показания стрелки.

II.10. ПРИБОРЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СОДЕРЖАНИЯ В ВОЗДУХЕ ВРЕДНЫХ ГАЗОВ И ПАРОВ

Состояние воздушной среды в рабочих помещениях оценивают содержанием характерных для данного производства вредных веществ (С) и сопоставлением найденных значений с величинами соответствующих предельно допустимых концентраций (ПДК), выраженных в одних и тех же размерностях (мг/м³).

Состояние воздушной среды считается соответствующим требованиям санитарных норм, если отношение величин фактических концентраций вредных веществ к предельно допустимой не превышает единицы, т. е. $\frac{C}{ПДК} \leqslant 1$.

При наличии в воздухе рабочих помещений нескольких вредных веществ с однонаправленным токсическим действием состояние воздушной среды оценивают суммированием безразмерных величин, характеризующих отношение фактических концентраций токсических веществ к их ПДК. В этом случае должно соблюдаться следующее требование:

$$\frac{C_1}{ПДК_1} + \frac{C_2}{ПДК_2} + \cdots + \frac{C_n}{ПДК_n} \leqslant 1, \qquad (II.24)$$

Здесь С и ПДК с соответствующими индексами обозначают фактическую концентрацию и ПДК контролируемых веществ.

При наличии в воздухе токсических веществ, не обладающих однонаправленными действиями, состояние воздушной среды оценивают по вредному веществу с наибольшим значением $C_i/ПДК_i$. Анализ воздуха на содержание токсических веществ, как правило, слагается из двух последовательных операций: отбирают пробы воздуха и определяют количество контролируемого вещества в пробе. Первый этап анализа — отбор проб — выполняет обученный персонал непосредственно на обследуемом производстве, при участии работников вентиляционной службы. Второй этап — собственно анализ — выполняют в химической лаборатории, специально оборудованной для этих целей.

Отбор проб при обследовании воздуха рабочих помещений производят в зоне дыхания, при характерных производственных условиях с учетом особенностей технологического процесса и источников выделения вредных веществ. Зоной дыхания называется пространство в радиусе 0,5 м от лица работающего.

Число проб, отбираемых в течение смены или на отдельных этапах технологического процесса, должно быть достаточным для достоверной оценки состояния воздушной среды. Согласно ГОСТ 12.1.005—76 «Воздух рабочей зоны», число последовательно отбираемых проб в каждой точке не должно быть менее пяти.

II.11. АППАРАТУРА ДЛЯ ОТБОРА ПРОБ ВОЗДУХА

Отбор проб осуществляется с целью количественного улавливания токсической примеси из измеренного объема воздуха в удобном для последующего анализа виде. Для этого исследуемый воздух с помощью побудителя расхода просасывают через поглотительное устройство. Количество аспирированного воздуха измеряют индикатором расхода.

Эффективность улавливания вредного вещества аналитическим фильтром или поглотительным устройством должна быть не менее 95%. Погрешность в измерении объема аспирированного воздуха не должна превышать ±10%. При определении количества вредного вещества в отобранной пробе допускается отклонение до ±10%. Максимальная общая погрешность определения содержания вещества в воздухе разрешается не выше ±25%. Отбор проб при определении максимально разовой концентрации может продолжаться не более 0,5 ч, а применяемый метод химического анализа должен обеспечивать избирательное определение вредного вещества на уровне 0,5 ПДК. Контроль приточного воздуха на содержание вредных веществ производят с точностью до 0,3 ПДК при неограниченной продолжительности отбора проб.

Промышленностью освоен и налажен выпуск нескольких переносных приборов облегченного типа для отбора проб воздуха производственных помещений. Эти приборы рассчитаны на включение в электрическую сеть переменного тока напряжением 220 В, частотой 50 Гц. Прибор состоит из электродвигателя, небольшого воздушного насоса (побудитель расхода) и нескольких ротаметров (индикаторы расхода).

Аспиратор для отбора проб воздуха ТУ 64-1-862-77, модель 822, выпускается Ленинградским объединением предприятий медицинской техники «Красногвардеец» (Ленинград, П-22, Инструментальная, 3). Прибор позволяет отбирать одновременно две пробы на пыль (аэрозоли) с объемной скоростью до 20 л/мин и две пробы на газы (пары) с объемной скоростью до 1 л/мин. Масса прибора около 8 кг.

При расходе воздуха 20 л/мин или подсосе воздуха через «разгрузочный» клапан длительность работы аспиратора практически неограничена. Аспиратор нуждается в тщательном уходе и строгом соблюдении правил эксплуатации, которые подробно изложены в прилагаемой к прибору инструкции. Запрещается пользоваться аспиратором для отбора проб воздуха взрывоопасных цехов.

Ротационная установка ПРУ-4 изготовляется экспериментально-техническими мастерскими при НИИ гигиены труда и профзаболеваний (Ленинград-36, 2-я Советская, 4). Установка позволяет отбирать одновременно две пробы на газо(паро)образные примеси и две пробы — на аэрозоли (пыли). Масса ротационной установки 8,5 кг.

Установка оборудована ротаметрами, два из них откалиброваны на расход в пределах от 0,1—0,2 до 3—4 л/мин, два других — на расход от 1 до 15—25 л/мин.

При соблюдении правил эксплуатации допускается отбор проб в течение 2—3 ч без перегрева двигателя и воздушного насоса. Пользоваться установкой во взрывоопасных помещениях не разрешается.

Электроаспиратор для отбора проб воздуха типа ЭА-40-Л выпускается экспериментально-техническим производством Московского НИИ гигиены им. Эрисмана (Москва, Ж-4, Большой Дровяной пер., д. 12). Электроаспиратор предназначен для отбора одновременно двух проб на пыль (аэрозоли) с объемной скоростью до 20 л/мин или двух проб на газо(паро)образные примеси с объемной скоростью до 3 л/мин. Масса электроаспиратора 10 кг.

Разрежение, создаваемое воздуходувкой, достигает 2000—3000 мм вод. ст. (150—220 мм рт. ст.). Продолжительность непрерывной работы с нагрузкой — не менее 40 мин. Электроаспиратор включают в сеть переменного тока напряжением 220 В.

Общим недостатком электроаспираторов модели 822 типа ЭА-40-Л, а также ПРУ-4 является сравнительно малая производительность и обусловленная этим их непригодность для отбора проб токсических веществ, при анализе которых требуется аспирация увеличенных объемов воздуха (от 1—2 до 5—10 м³).

Повышенные объемы воздуха (до 10 м³ и более) требуется пропускать также при весовом (гравиметрическом) определении малых концентраций пыли в системах тонкой очистки воздуха. В этих случаях для сокращения продолжительности отбора проб целесообразно производить эту операцию с повышенными скоростями, используя высокоэффективные аналитические фильтры и более производительную аппаратуру. Заметного ускорения отбора проб воздуха можно достичь при использовании переносной ротационной установки опытного образца типа ПРУ-4-150, укомплектованной четырьмя ротаметрами: два из них на расход по 50 л/мин и два других — до 25 л/мин. Производительность воздушного насоса достигает 150 л/мин при разрежении 1000 мм вод. ст.

Высокопроизводительная аппаратура в комплектном виде приборостроительной промышленностью не выпускается. При необходимости гравиметрического определения малых концентраций пыли в системах тонкой очистки воздуха такую аппаратуру собирают из отдельных, поставляемых промышленностью приборов.

В качестве побудителей для ускоренного отбора проб могут быть использованы:

бытовые электропылесосы мощностью 300—500 Вт;

лабораторные воздуходувки (производительностью выше 200 л/мин и массой не более 10 кг), а также во взрывоопасных помещениях (при наличии сжатого воздуха) — эжекторы.

Для измерения скорости просасывания воздуха или непосредственного определения количества воздуха, аспирированного при отборе пробы, применяют: газовые счетчики, ротаметры, реометры. Газовые счетчики указывают непосредственно объем прошедшего через систему воздуха (газа), подсчитываемого по разности показаний счетчика до и после опыта.

Лабораторный газовый счетчик ГСБ предназначен для точного измерения небольших количеств газа (воздуха) в лабораторных или производственных условиях. Счетчик работает при наличии в нем жидкостного заполнителя (обычно — чистой воды). Принцип действия счетчика основан на вытеснении жидкостью равных объемов газа из измерительных камер барабана, вращающегося под действием разности давлений.

Ротаметры предназначены для измерения объемной скорости потока газа (воздуха), выраженной в л/мин или м³/ч. Ротаметр состоит из вертикальной конической трубки, расширяющейся кверху, и свободно перемещающегося внутри нее поплавка. Отклонение оси трубки от вертикального положения на 10° вызывает дополнительную погрешность в 1%.

Характеристики некоторых типов ротаметров со стеклянными трубками, выпускаемых промышленностью и пригодных для комплектования аппаратуры по отбору проб, приведены в табл. II.4.

Таблица II.4. **Основные характеристики ротаметров типов РС-3 и РС-5**

Показатели	РС-3	РС-5
Высота прибора, мм	400	460
Длина шкалы, мм	200	250
Пределы измерения, л/мин:		
при эбонитовом поплавке;	0,6—0,5	10,5—67
при дюралюминиевом поплавке	1,5—10,5	15—100
при поплавке из стали 1Х18Н9Т	3—16,7	20—160
Максимальная погрешность (от верхнего предела измерения), %	1,5—2,5	1,5—2,5
Тип присоединения	Ниппельное под шланг, внутренним диаметром 8 мм	Фланцевое с диаметром условного прохода 15 мм
Масса (ориентировочная), кг	0,3	4

Количество аспирированного воздуха при использовании ротаметров подсчитывают умножением установленной величины объемной скорости (она в течение опыта поддерживается постоянной) на продолжительность отбора пробы.

Ротаметрами нельзя пользоваться при пульсирующем характере потока. Для удобства пользования ротаметром РС-5 фланцы заменяют на ниппели (по типу ротаметров РС-3). При этом массу видоизмененных ротаметров РС-5 удается снизить до 0,75 кг (рис. II.44).

Принцип действия **реометров** основан на измерении перепада давления, создаваемого сопротивлением (капилляром или диафрагмой) на пути газа (воздушного потока).

Согласно ГОСТ 9932—75 реометры (стеклянные, лабораторные) изготовляются двух типов РДС с диафрагмой на расход до 100—160 л/мин и РКС с капилляром на малые расходы. Реометры (рис. II.45) изготовляются Клинским заводом «Лаборприбор» (Клин Московской обл.).

В качестве манометрической жидкости для заполнения реометра применяют воду, керосин, концентрированную серную кислоту и др.

Название жидкости, ее удельный вес и газ, по которому тарирован реометр, указываются на шкале прибора.

Там же приводятся условия тарировки (давление, температура). Стрелка (см. рис. II.45) указывает направление движения воздуха.

Аналитические фильтры и фильтродержатели

Способ отбора пробы и вид улавливающего устройства выбирают в зависимости от состояния токсического вещества в воздушной среде. Токсические примеси могут находиться в воздушной среде промышленных предприятий в виде газов или паров или же в виде аэрозолей (дыма, пыли, тумана). Если дисперсная фаза аэрозоля имеет относительно высокую летучесть, то токсическое вещество может существовать одновременно в газовой и аэрозольной фазах.

Лучшим средством для улавливания аэрозолей с малолетучей дисперсной фазой являются фильтры типа АФА, изготовляемые из фильтрующих материалов ФП-фильтров Петрянова. Фильтры Петрянова представляют собой ткани из полимерных волокон толщиной 1—2 мкм. Для улучшения механической прочности ткань выпускается на марлевой подложке.

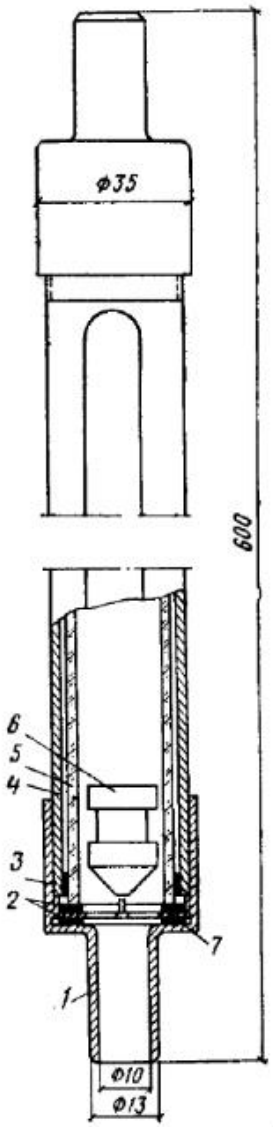


Рис. II.44. Ротаметр РС-5 (видоизмененный)

1 — штуцер; *2* — прокладка; *3* — уплотнение; *4* — конус; *5* — ротаметрическая трубка (стекло); *6* — поплавок; *7* — «звездочка» опорная

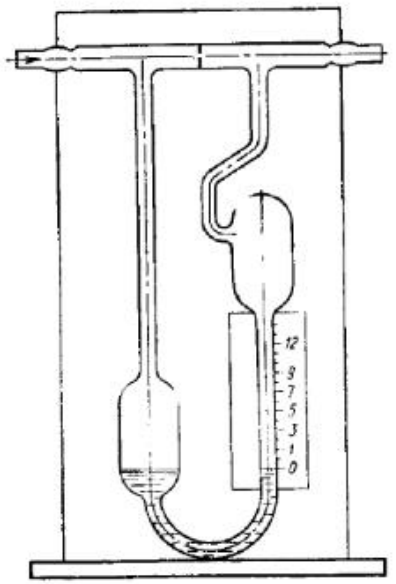


Рис. II.45. Реометр

Для повышения задерживающей способности на волокна нанесен статический электрический заряд, устойчиво удерживаемый материалом в течение длительного времени.

Фильтры АФА выпускаются следующих марок: В-20, В-10, ХП-20, ХС-20, ХА-20, ХМ-20 и др.; фильтры поставляются Всесоюзным объединением «Изотоп» (Москва, В-261, Ленинский проспект, 70/11).

Таблица II.5. Основные характеристики фильтров типа АФА-В

Показатели	АФА-В-20	АФА-В-10
Эффективность, %	99,5	99,5
Аэродинамическое сопротивление, мм вод. ст. (при максимальной нагрузке)	150	150
Максимальная нагрузка, л/мин	140	70
Температура газа (воздуха), °С	Не выше 60	—
Масса, мг	100	50

Таблица II.6. Основные размеры, мм, фильтров типа АФА (рис. II.46)

Площадь рабочей поверхности, см²	d	d_1	d_2	h	l	l_1	L
3	32	19	30	8	25	15	55
10	48	35	46	10	35	23	82
20	70	50	68	12	45	34	114

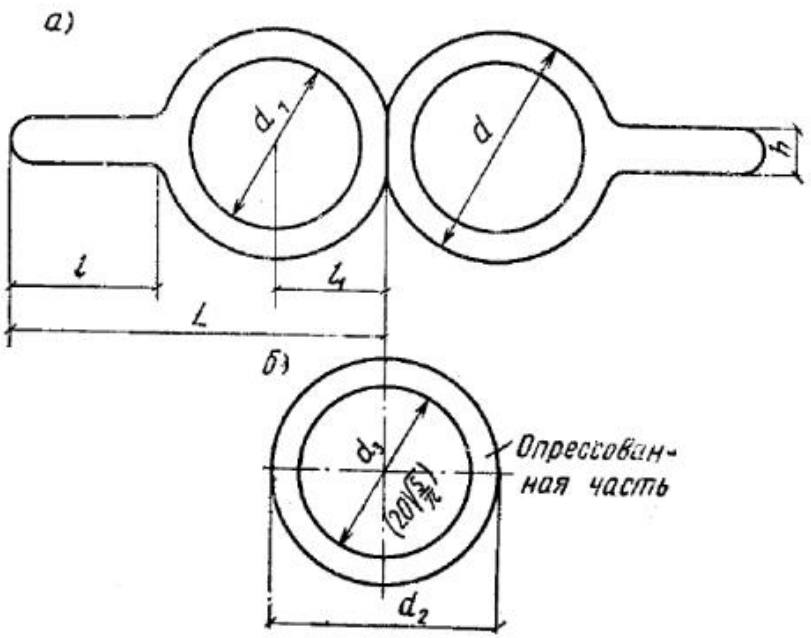


Рис. II.46. Фильтр АФА-В

а — защитные кольца; *б* — фильтрующий элемент

Аналитические аэрозольные фильтры АФА-В представляют собой кружочки с опрессованными краями, изготовленные из перхлорвинилового фильтрующего материала (ткани ФПП-15), и предназначены для определения весовой концентрации аэрозолей. Материал фильтров АФА-В гидрофобен, поэтому собственный их вес остается постоянным и не зависит от влажности воздуха.

Фильтры АФА-В выпускаются двух типоразмеров: АФА-В-20 и АФА-В-10 с фильтрующей поверхностью соответственно 20 и 10 см² (рис. II.46, табл. II.5).

Размеры фильтра АФА-В приведены в табл. II.6.

Аналитические аэрозольные фильтры типа АФА-Х выпускаются четырех видов (табл. II.7) и предназначены для выполнения микрохимических и радиометрических анализов дисперсной фазы аэрозолей. Аэрозоли улавливаются просасыванием измеренного объема исследуемого газа через фильтр, закрепленный в аллонже (аэрозольном патроне).

Фильтры АФА-ХА изготовляют из ацетилцеллюлозного фильтрующего материала (из ткани ФПА-15) и применяют при микрохимическом анализе дисперсной фазы аэрозолей, выполняемом «мокрым» сжиганием» осадка при слабом нагревании в смеси концентрированных серной и азотной кислот, смешанных в отношении 1 : 1,5 (по объему). Фильтр АФА-ХА гидрофилен (смачивается водой), к химическим агрессивным средам нестоек, в большинстве органических растворителей не растворяется.

Фильтры АФА-ХП изготовляют из перхлорвинилового фильтрующего материала (ткани ФПП-15) и они по своим свойствам весьма близки к фильтрам типа АФА-В (они гидрофобны и стойки к действию кислот и щелочей).

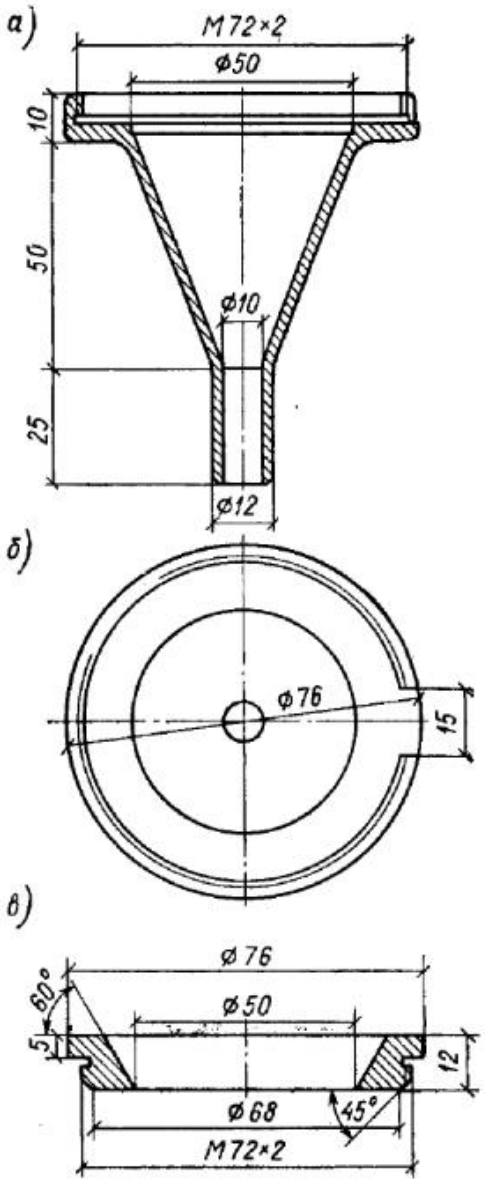


Рис. II.47. Аллонж металлический типа ИРА-20

а — корпус; *б* — гайка

Фильтры АФА-ХС изготовляют из полистирольного фильтрующего материала и применяют для микрохимического анализа аэрозолей, дисперсная фаза которых растворима в щелочах. Материал фильтра гидрофобен (плохо смачивается водой) и стоек к кислотам и щелочам.

Таблица II.7. **Основные характеристики фильтров типа АФА-Х**

Показатели	АФА-ХА-20	АФА-ХП-20	АФА-ХС-20	АФА-ХМ-20
Эффективность при максимальном расходе воздуха, %	97	99—99,5	99—99,5	99—99,5
Аэродинамическое сопротивление (при максимальной нагрузке), мм вод. ст.	200	150	150—200	150—200
Максимальная нагрузка, л/мин	100	140	120	100
Предельная температура исследуемого воздуха, °С	150	60	70	50

Фильтры АФА-ХМ изготовляют из ткани ФПМ-15 (метилметакрилатного фильтрующего материала) и предназначают для микрохимического анализа нелетучих аэродисперсных примесей. Анализ осуществляется сжиганием фильтра с осадком в тигле при температуре 400—500° С и последующим растворением осадка в соответствующих средах. Фильтр гидрофобен, стоек к кислотам и щелочам.

Аллонжи (аэрозольные патроны, фильтродержатели) служат для закрепления аналитических фильтров при отборе проб. На рис. II.47 показано устройство металлического аллонжа для закрепления фильтров АФА-20.

Объединением «Изотоп» поставляются также пластмассовые фильтродержатели двух типоразмеров для использования аналитических фильтров АФА-20 и АФА-10.

Поглотительные приборы для улавливания из воздуха парообразных и газообразных токсических веществ

Отбор проб воздуха на содержание газо- и парообразных токсических примесей сводится к концентрированию малых количеств анализируемых веществ в небольшом объеме поглотительной жидкости или на поверхности адсорбента.

При применении жидких сред процесс поглощения называется абсорбцией, в основе которой лежит массообмен, т. е. переход вещества из газообразной фазы (воздуха) в жидкую, через поверхность раздела обеих фаз. При этом исследуемое вещество поглощается жидкостью с образованием раствора.

Если вещество вступает с поглотительной жидкостью в химическую реакцию, то процесс называется хемосорбцией. Поглощение примесей, основанное на хемосорбции, отличается большей эффективностью.

Жидкостные поглотительные приборы (абсорберы). Поглотители для улавливания из воздуха газообразных веществ приборостроительная промышленность выпускает в ограниченном ассортименте. Эти приборы изготавливают в стеклодувных мастерских по чертежам, имеющимся в практических руководствах по промышленно-санитарной химии или в сборниках «Технических условий на методы определения вредных веществ в воздухе».

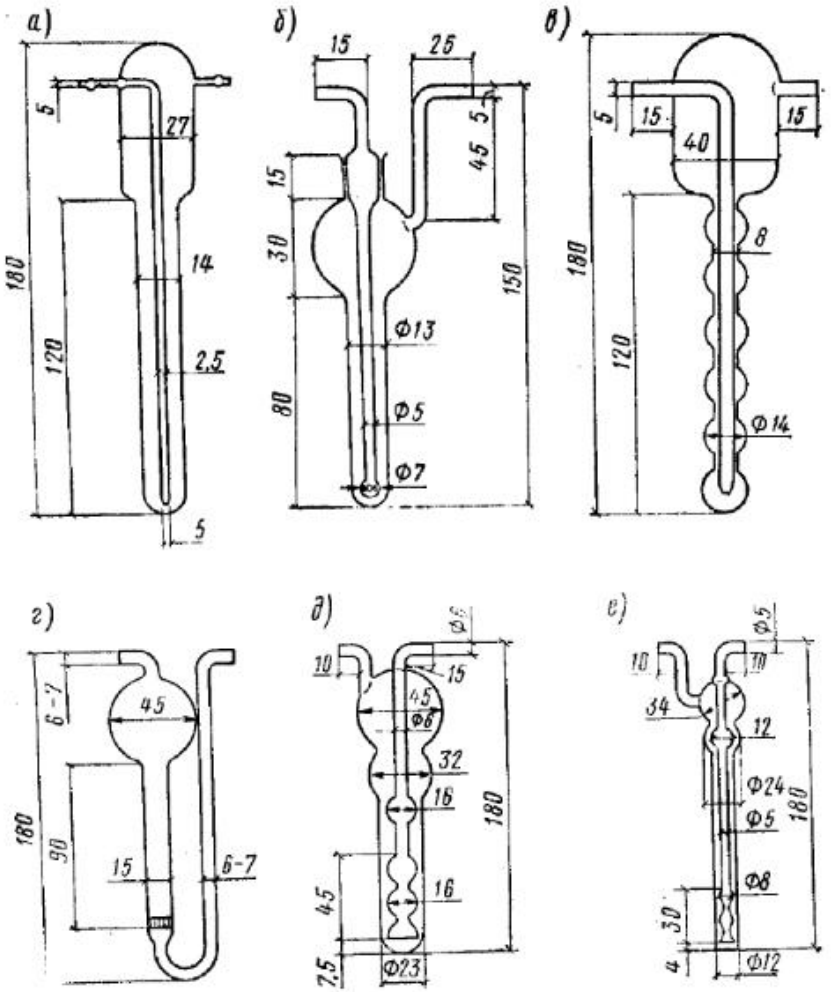


Рис. II.48. Жидкостные поглотители (адсорберы)

Устройство наиболее употребительных жидкостных поглотителей представлено на рис. II.48.

Для перечисленных видов поглотителей (абсорберов) установлены следующие оптимальные скорости отбора проб: Полежаева — 0,2—0,3 л/мин (рис. 48, *б*); Зайцева — 0,5—1 (рис. 48, *а*); Зайцева видоизмененный — 1—3 (рис. 48, *в*); с пористой пластинкой — 1—1,5 (рис. 48, *г*); Рихтера (средней модели) до 5 (рис. 48, *д*); Рихтера малой модели) до 1 л/мин (рис. 48, *е*).

Увеличению расхода воздуха препятствует унос поглотительной жидкости при повышенных скоростях и ограниченная скорость абсорбции анализируемой примеси. Эффективность абсорбции увеличивается с понижением температуры, поэтому в ряде случаев поглотительные приборы рекомендуется охлаждать, помещая их в сосуд со льдом.

Приборы для отбора проб на зерненые сорбенты (адсорбенты). Зерненые сорбенты для отбора проб можно применять в виде неподвижного или «кипящего» слоя. В первом случае исследуемый воздух с объемной скоростью 3—5 л/мин пропускают через гофрированную трубку или U-образную трубку, заполненную силикагелем с размерами зерен от 0,2—0,3 до 1—1,5 мм. Концы пробоотборных трубок для предотвращения уноса (выдувания) сорбента закрывают тампоном из ваты или другого неактивного материала.

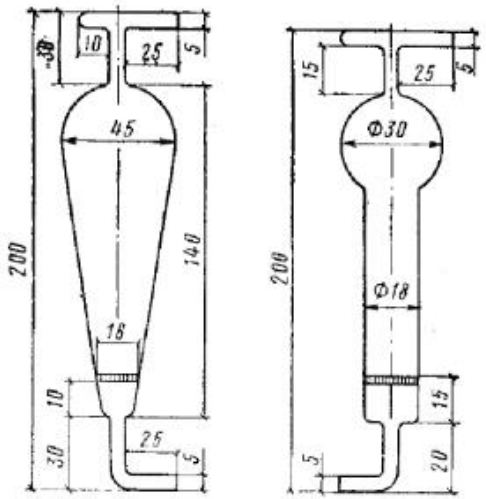


Рис. II.49. Поглотители Яворовской

Трубки с неподвижным слоем сорбента имеют сравнительно большое сопротивление, резко возрастающее с уменьшением размеров зерен. Для отбора проб воздуха на «кипящий» слой сорбента применяют поглотительные приборы Яворовской (рис. II.49).

Анализируемое вещество, поглощенное силикагелем, десорбируют в соответствующую жидкую среду струей нагретого и чистого воздуха или экстрагируют подходящим растворителем. Отбор проб в «кипящий» слой сорбента характеризуется сравнительно низким сопротивлением системы, в связи с чем имеется возможность увеличить скорость аспирации до 10—12 л/мин и соответственно сократить продолжительность отбора проб.

Важным преимуществом способа отбора проб на зерненые сорбенты является его применимость при отрицательных температурах, когда многие жидкие поглотительные среды замерзают.

II.12. АППАРАТУРА ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ АНАЛИЗОВ

Пробы с токсическим веществом, накопленным на аналитическом фильтре или в поглотительном приборе, передаются в химическую лабораторию для количественного анализа. Количество токсического вещества в пробе определяют, пользуясь унифицированными методиками, утвержденными в виде «Технических условий», или методами, изложенными в практических руководствах по промышленно-санитарной химии. Приборостроительная промышленность выпускает несколько типов газоанализаторов для определения малых концентраций некоторых токсических веществ.

Газоанализатор титрометрический типа ГТУ (рис. II.50). Газоанализатор предназначен для определения содержания в воздухе окиси углерода и паров органических соединений (углеводородов), не поглощаемых концентрированным раствором щелочи. Принцип действия прибора основан на окислении кислородом воздуха окиси углерода и паров органических соединений на платиновой спирали, нагретой до красного каления. Образовавшуюся двуокись углерода

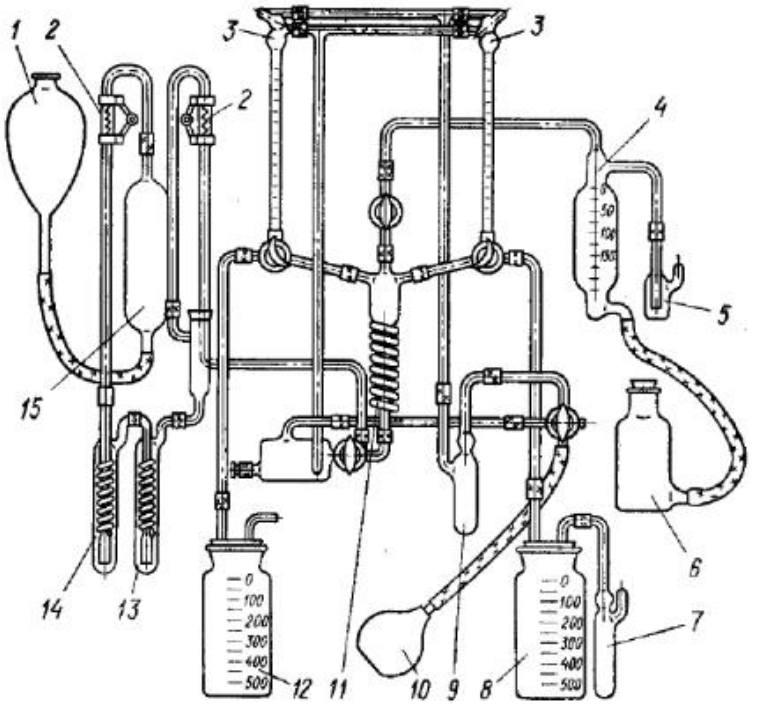


Рис. II.50. Газоанализатор ГТУ

1 — уравнительный сосуд; *2* — платиновая спираль; *3* — измерительная микробюретка; *4* — градуированная пипетка; *5* — ртутный затвор; *6* — уравнительная склянка; *7* — жидкостный затвор; *8* — сосуд с титрованным раствором барита; *9* — жидкостный затвор; *10* — резиновая груша; *11* — змеевиковый абсорбер; *12* — склянка с титрованным раствором соляной кислоты; *13—14* — поглотители с раствором едкого натра; *15* — газовая пипетка

поглощают дозированным количеством раствора гидрата окиси бария (баритом), избыток которого оттитровывают соляной кислотой. По количеству поглощенной двуокиси углерода судят о содержании в пробе окиси углерода или углеводородов в пересчете на углерод (С).

Газоанализатор изготовляется заводом «Лаборприбор» (Клин Московской обл.).

Прибор типа ПСУ (рис. II.51). Прибор предназначен для определения в воздухе содержания паров хлорированных углеводородов (четыреххлористого углерода, хлороформа, дихлорэтана, трихлорэтилена и др.), окислением их кислородом воздуха в колонке с платиновой спиралью, нагретой до 900—1300° С. Хлористый водород,

образовавшийся при окислении хлорированных углеводородов, поглощают в микропоглотителе со стеклянной спиралью, смоченной 0,01%-ным раствором едкой щелочи. Количество хлорид-иона в поглотительном растворе определяют нефелометрическим способом и пересчитывают на молекулу хлорорганического соединения.

Коэффициент пересчета вычисляют по формуле

$$K = M/n\,35,46, \qquad (II.25)$$

где M — молекулярная масса вещества; n — число атомов хлора в молекуле; 35, 46 — атомная масса хлора.

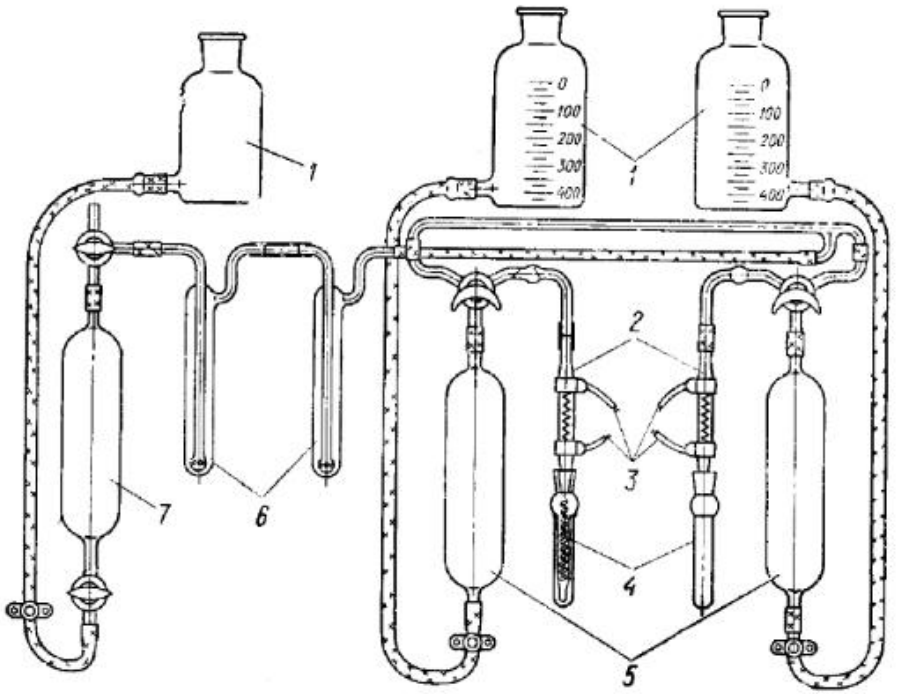


Рис. II.51. Прибор типа ПСУ

1 — уравнительные сосуды; *2* — колонки для сожжения; *3* — к электросети через трансформатор; *4* — детали микропоглотителя; *5* — газовые пипетки с пробами воздуха; *6* — жидкостные абсорберы для очистки газа-носителя; *7* — газовая пипетка

Прибор изготовляется заводом «Лаборприбор» (Клин Московской обл.).

Прибор типа ПОУ (рис. II.52) предназначен для избирательного определения окиси углерода окислением ее иодноватым ангидридом при температуре 140° С. Прибор изготовляется заводом «Лаборприбор» (Клин).

Универсальный переносный газоанализатор типа УГ-2. Газоанализатор УГ-2 предназначен для ускоренного определения в воздухе производственных помещений сернистого ангидрида, ацетилена, окиси углерода, сероводорода, хлора, аммиака, окислов азота, этилового эфира, бензина, бензола, толуола, ксилола, ацетона, углеводородов нефти (керосина разных марок, уайт-спирита). Применение прибора для ускоренных определений перечисленных веществ ограничено и возможно при следующих условиях: при давлении 740—780 мм рт. ст., относительной влажности не более 90%, температуре — от 10 до 30° С.

Действие газоанализатора основано на линейно-колористическом принципе. Исследуемый воздух с помощью сильфонного аспиратора просасывают через индикаторную трубку, заполненную специфичным

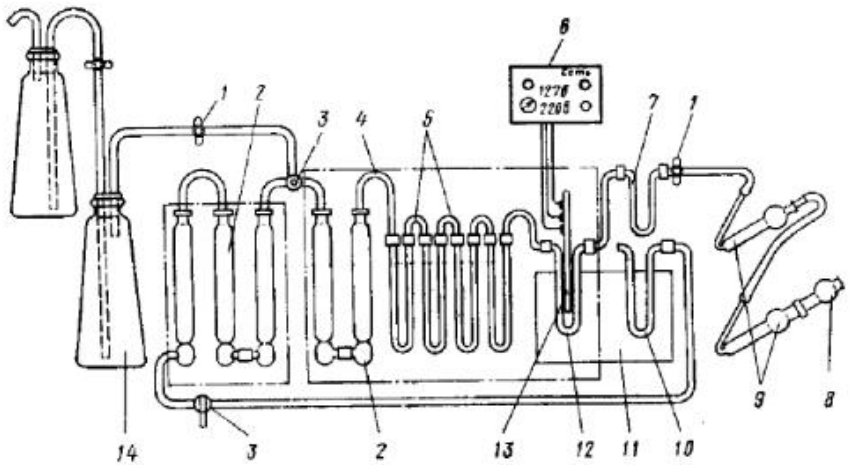


Рис. II.52. Прибор типа ПОУ

1 — зажимы; *2* — очистительные колонки; *3* — трехходовой кран; *4* — соединительная трубка со шлифом; *5* — U-образные трубки с гранулированным едким натром и силикагелем; *6* — панель электропитания и регулировки температуры; *7* — ловушка для паров иода; *8* — патрон с натронной известью; *9* — поглотители Реберга; *10* — U-образная трубка; *11* — штатив с трубчатой печью; *12* — U-образная трубка с иодноватым ангидридом; *15* — контактный термометр; *14* — склянка градуированная

для каждого вещества индикаторным порошком. При наличии в исследуемом воздухе анализируемого вещества изменяется окраска индикаторного порошка, причем длина окрашенного столбика при строго фиксированных условиях опыта зависит только от концентрации вещества в пробе.

В Ленинградском институте охраны труда ВЦСПС (ЛИОТ) разработаны индикаторные порошки и методики для определения в воздухе хлористого водорода, этилового спирта, метилового спирта, скипидара, углекислого газа и трихлорэтилена. Погрешность определения газоанализатором УГ-2 не превышает ±10% верхнего предела каждой шкалы. Масса воздухозаборного устройства 1,3 кг.

Индикаторные порошки и сорбенты для фильтрующих патронов поставляются в запаянных ампулах комплектно с принадлежностями. Индикаторные трубки и фильтрующие патроны снаряжаются непосредственно перед анализом.

При использовании газоанализатора УГ-2 отбор проб воздуха и собственно анализ совмещаются в одну операцию и результат анализа получают прикладыванием шкалы (отдельной для каждого вещества) к окрашенной части индикаторной трубки.

Таблица II.8. **Технические данные газоанализатора УГ-2**

Определяемое вещество	Просасываемое количество воздуха, мл	Пределы измерений, мг/м³	ПДК, мг/м³	Продолжительность анализа, мин	Срок годности индикаторных порошков, мес
Аммиак NH_3	250 30	0—30 0—300	20	4 2	8
Ацетилен HC≡CH	265	0—1400 0—6000	Не установлена	6 3	24
Ацетон $(CH_3)_2CO$ Бензин	300 300 60	0—2000 0—100 0—5000	200 300 (растворитель) 100 (топливный)	7 7 4	10 24
Бензол C_6H_6	350 100	0—200 0—1000	5	7 4	24
Ксилол $(CH_3)_2C_6H_4$	300 120	0—500 0—2000	50	4 3	12
Окислы азота NO+NO_2	325 150	0—50 0—200	5	7 5	16
Окись углерода CO	220 60	0—120 0—400	20	8 5	18
Сернистый газ SO_2	300 60	0—30 0—200	10	5 3	8
Сероводород H_2S	300 30	0—30 0—300	10	5	20
Толуол $CH_3C_6H_5$	300 100	0—500 0—2000	50	4 3	24
Углеводороды нефти	300	0—1000	300	7	24
Хлор Cl_2	350 100	0—15 0—80	1	7 4	24
Этиловый эфир $(C_2H_5)_2O$	400	0—3000	300	10	15

Примечание. При повышенных концентрациях некоторых газов предусмотрено просасывание меньших объемов воздуха. Соответственно даны пределы измерений.

Искажающее влияние многих сопутствующих примесей устраняют с помощью фильтрующих патронов, устанавливаемых при анализе перед индикаторной трубкой.

В табл. II.8 приведены пределы измерений, объемы просасываемого воздуха и другие параметры газоанализатора.

Газоопределитель ГХ. Газоопределитель ГХ представляет собой портативный прибор ручного действия для ускоренного определения малых концентраций окиси углерода, сернистого газа, сероводорода и окислов азота в рудничном воздухе. Прибор можно использовать для контроля воздушной среды в рабочих помещениях различных отраслей промышленности (черной и цветной металлургии и др.).

Газоопределитель состоит из индикаторных трубок (особые на каждое из перечисленных веществ) и мехового аспиратора для просасывания через трубки исследуемого воздуха. Действие прибора основано на использовании специфических цветных реакций, протекающих в индикаторных трубках между определяемым газом и специальным реактивом, нанесенным на твердый носитель (силикагель), и измерении длины окрашенного слоя, являющегося функцией концентрации анализируемого вещества. Результат анализа устанавливается по шкале, нанесенной на каждую индикаторную трубку.

В отличие от газоанализатора УГ-2 индикаторные трубки из комплекта газоопределителя ГХ выпускаются в запаянном виде, готовыми к разовому употреблению. В табл. II.9 указаны пределы концентраций, измеряемых индикаторными трубками.

За чувствительность определения принята концентрация, соответствующая первому делению шкалы прибора.

Гарантийный срок действия трубок газоопределителя ГХ на окись углерода — 24 мес; на сероводород, сернистый газ, окислы азота и двуокись углерода — 12 мес. Продолжительность определе-

Таблица II.9. **Характеристика измеряемых концентраций газов**

Определяемый газ	Просасываемое количество воздуха, мл	Пределы измеряемых концентраций		Чувствительность определения		ПДК, мг/м³
		объемный, %	мг/м³	объемный, %	мг/м³	
Окись углерода CO	1000 100	0—0,02 0—0,2	0—250 0—2500	—	6,3	20
Сернистый ангидрид SO_2	1000	0—0,007	0—200	—	10	10
Сероводород H_2S	1000	0—0,0066	0—100	—	5	10
Окислы азота NO+NO_2	1000	0—0,005	0—100	—	2	5
Двуокись углерода CO_2	200 100	0—2 0—15	— —	0,25 1	— —	Не установлена

Примечание. При повышенных концентрациях CO и CO_2 предусмотрено просасывание меньших объемов воздуха; соответственно им даны пределы концентраций.

ний составляет: для окиси углерода, сероводорода и сернистого газа 0,5—2 мин; для окислов азота 1—5 мин, а для двуокиси углерода 1,5—2 мин. Основная погрешность определений возможна не более ±25% показаний. Масса газоопределителя (аспиратора и трубки) равна 0,31 кг.

Помимо аппаратуры, предназначенной для разовых анализов проб, отобранных в рабочих помещениях, приборостроительная промышленность выпускает стационарные газоанализаторы, устанавливаемые непосредственно в производственных помещениях. Эти приборы приспособлены для непрерывного контроля воздушной среды на содержание определенного токсического вещества по заданной программе. Приборы комплектуются обычно регистрирующими устройствами.

Таблица II.10. **Технические данные стационарных газоанализаторов**

Марка	Определяемый компонент	Пределы измерений, мг/м³	Масса кг	Изготовитель
ФКГ-3м	Хлор Cl_2	0—2	47	Тульский филиал ОКБА
ФГЦ-1Б	Сероводород H_2S	0—30	70	То же
ФГЦ-2	Фосген $COCl_2$	0—0,5	70	»
ФГЦ-3	Цианистый водород HCN	0—0,5	70	»
ФГЦ-4	Аммиак NH_3	0—2	70	»
ФЛ-5501М	Озон O_3 Двуокись азота NO_2 Сероводород H_2S	0—0,1 0—5 0—1	80 — —	Смоленский завод средств автоматики
Ионизационный «Гамма-М»	Бензол C_6H_6	0—9 0—22,5 0—45	— — —	ОКБА, Москва
	Стирол C_6H_5-CH-H_2	0—12 0—30 0—60	85 — —	
	Хлорвинил CH_2-CHCl	0—28 0—70 0—140	— — —	

В упрощенном варианте подобные газоанализаторы выполняют роль сигнализаторов взрывоопасных концентраций горючих газов и паров или же опасных разовых концентраций токсических веществ.

Основные характеристики стационарных приборов для контроля воздушной среды рабочих помещений, разработанных Опытно-конструкторским бюро автоматики (ОКБА), приведены в табл. II.10.

Газоанализаторы переносные в искробезопасном исполнении предназначены для определения горючих газов и паров в воздухе производственных помещений, основные характеристики которых приведены в табл. II.11.

Таблица II.11. **Технические данные газоанализаторов ПГФ**

Марка	Определяемый компонент	Пределы измерений по объему		Изготовитель
		%	мг/л	
ПГФ2М1-И1А	Метан CH_4	0,37—1,2 1,2—2	— —	Харьковский филиал ОКБА
	Этилен $H_2C{=}CH_2$	0,05—0,25 0,25—2	— —	—
	Пары этанола C_2H_5OH	0,2—0,65 0,65—3,7	— —	—
	Пары диэтилового эфира $(C_2H_5)_2O$	0,08—0,4— 0,4—2,2	— —	—
	Пары бензина Б-70 и этилированного бензина Б-95/130	—	2,5—12,5 12,5—80	—
ПГФ2М1-И4А	Водород H_2	0,2—0,6 0,6—3,7	— —	Харьковский филиал ОКБА
ПГФ2М1 (нормальное исполнение)	Пары топлива Т-1	—	0—240	То же
ПГФ2М1-И3Г	Бензин Б-70	—	2,5—12,5 12,5—80	»
	Коксовый газ	0,2—1 1—4	— —	»
	Пропилен $CH_3CH{=}CH_2$ Метанол CH_3OH	0,06—0,3 0,3—1,7 0,35—1,1 1,1—5,5	— — — — —	—

Характеристики переносных приборов, применяемых для контроля воздуха рабочей зоны на содержание некоторых неорганических токсических веществ, приведены в табл. II.12.

Таблица II.12. **Основные характеристики переносных газоанализаторов**

Марка	Определяемый компонент	Пределы измерений, мг/м³	Изготовитель
«Атмосфера-I»	Сернистый газ SO_2	0—0,5 0—2 0—10	ОКБА, Москва
	Сероводород H_2S	0—0,05 0—0	
«Атмосфера-II	Озон O_3	0—0,1 0—0,5	Смоленский завод средств автоматики
	Хлор Cl_2	0—0,2 0—1	
ГКП-1	Сернистый газ SO_2	0—1 0—2 0—5 0—10	Барнаульский филиал ОКБА
ФЛП-21	Сероводород H_2S	0—3 0—10 0—30	Тульский филиал ОКБА

II.13. АЭРОЗОЛИ

Общие сведения

Аэрозолями называются дисперсные системы, состоящие из мелких твердых или жидких частиц, взвешенных в газовой среде (обычно в воздухе). Аэрозоли, дисперсная фаза которых состоит из капелек жидкости, называются туманами, а в случае твердой дисперсной фазы системы называются дымами и пылями. Размеры частиц в аэрозолях изменяются в очень широких пределах: от нескольких мм (хлопья снега, капли дождя) до сотых долей микрона (мкм).

Образование аэрозолей в природных и производственных процессах происходит двумя путями: диспергированием и конденсацией. Аэрозоли диспергационного происхождения образуются при механическом измельчении твердых тел и распылении жидкостей (дроблении, истирании, взрывах, разбрызгивании жидкостей и т.п.). Конденсационные аэрозоли образуются при переходе насыщенных паров в жидкое или твердое состояние, а также при некоторых химических реакциях, приводящих к появлению новых жидких или твердых фаз.

Свойства аэрозолей и способы их улавливания определяются, главным образом, концентрацией и размерами частиц дисперсной фазы. Концентрацию аэрозолей обычно выражают массой дисперсной фазы в единице объема дисперсионной среды. В частности, при санитарно-гигиеническом контроле состояния воздушной среды концентрацию аэрозолей (пыли, тумана) выражают в мг на 1 м³ воздуха (мг/м³).

Для получения сопоставимых данных объем воздуха, аспирированный при отборе проб, приводят к стандартным условиям пересчетом к 20° С и 760 мм рт. ст.

Если концентрацию аэрозолей определяют в воздухе высокой степени очистки (например, в производственных помещениях электронной промышленности), то ее выражают количеством частиц в 1 см³ воздуха (счетная концентрация).

Другой важнейшей характеристикой аэрозолей, определяющей их физические свойства и степень их устойчивости, является размер частиц дисперсной фазы, т. е. дисперсный состав аэрозолей.

По дисперсному составу аэрозоли подразделяют на грубодисперсные и высокодисперсные. К высокодисперсным относятся аэрозоли с размерами частиц от одного до сотых долей микрона (мкм). Характерным примером высокодисперсного аэрозоля является табачный дым, состоящий из частиц диаметром менее 0,3 мкм; частицы подобных размеров содержатся и в выхлопных газах от автомашин.

Аэрозоли с размерами частиц 5—100 мкм и более условно относят к грубодисперсным. Грубодисперсные аэрозоли с твердыми частицами называют пылями. Циклоны эффективно задерживают частицы пыли с размерами более 5—10 мкм, а электрофильтры — аэрозоли с размерами частиц 0,5—1 мкм.

Высокодисперсные аэрозоли с размерами частиц менее 1 мкм можно эффективно улавливать только одним способом — фильтрацией через волокнистые фильтры с тонкими и сверхтонкими волокнами (материалы ФП, т. е. ткани Петрянова).

Методы и аппаратура для определения дисперсного состава пылей (аэрозолей)

Дисперсным составом аэрозолей называется распределение частиц по размерам. Дисперсный состав выражается или в долях по массе (весовых процентах), или числом частиц данного размера, отнесенным к суммарному количеству просчитанных частиц в пробе. Счетную концентрацию аэрозолей определяют специальным счетчиком.

Фотоэлектрический счетчик аэрозольных частиц типа АЗ-5 выпускается в системе радиоэлектронной промышленности.

Действие прибора основано на том, что каждая аэрозольная частица в оптическом датчике генерирует электрический импульс, амплитуда которого пропорциональна диаметру фиксируемой частицы. Прибор позволяет определять счетную концентрацию аэрозолей в пределах от 1 до 300 тыс. частиц в 1 л исследуемого воздуха. Канал непрерывного измерения имеет диапазоны (частиц на 1 л): 0—1000; 0—3000; 0—10000; 0—30000; 0—100000; 0—300000.

Продолжительность единичного измерения не превышает 1 мин. Объемная скорость просасывания воздуха 1,2 л/мин. Прибор позволяет также судить о дисперсном составе частиц в пределах 0,4—

10 мкм. Погрешность определения счетной концентрации аэрозоля не превышает ±20% по отношению к эталонному прибору на пределе 0,7 мкм. Прибор включают в сеть переменного тока напряжением 220±10 В или к источнику постоянного тока напряжением 12 В. Масса прибора—не более 8,5 кг.

В практике пылеулавливания дисперсный состав пылей в долях от массы определяют методом воздушной сепарации или седиментационным способом, пользуясь приборами собственной конструкции и изготовления. Методы определения дисперсного состава аэрозолей основаны на законе Стокса — наиболее универсальном законе движения тел в вязкой среде.

Плотность вещества аэрозольных частиц, как правило, колеблется в пределах 1—4 г/см³, что в несколько тысяч раз превосходит плотность воздуха. Несмотря на такое различие в плотностях среды и частицы, высокодисперсные аэрозоли отличаются сравнительной устойчивостью в поле тяготения, обусловленной большой удельной поверхностью частиц.

Расчетные скорости осаждения частиц различных размеров в неподвижном воздухе (плотность вещества частицы 1 г/см³, температура 20° С, вязкость воздуха $1{,}82 \cdot 10^{-4}$ пуаз) следующие:

Диаметр частиц, мкм . . .	20	6	2	0,6	0,2	0,06
Скорость падения, см/с . .	1,2	0,11	$1{,}3 \cdot 10^{-2}$	$1{,}39 \cdot 10^{-3}$	$2{,}23 \cdot 10^{-4}$	$4{,}16 \cdot 10^{-5}$

К группе прямых методов определения гранулометрического состава порошкообразных материалов относится **ситовой анализ.** Мерилом крупности частиц в этом случае является размер ячейки сита. Сито представляет собой обечайку с днищем из металлической сетки. Обечайки могут плотно вставляться одна в другую, образуя набор сит с уменьшающимися сверху вниз размерами ячеек. Набор заканчивается поддоном, а сверху плотно закрывается крышкой.

Ситовой анализ сводится к просеиванию определенной навески порошкообразного материала через набор сит и раздельному взвешиванию остатка на каждом сите, а также взвешиванию фракции на поддоне. Относя навеску к весу исходной пробы, определяют процентное содержание каждой фракции.

Для комплектования набора сит используют металлические сетки, изготовленные согласно ГОСТ 3584—73 (сетки проволочные, тканые, с квадратными ячейками и высокой точности).

В табл. II.13 приведены характеристики сит, применяемых при гранулометрическом анализе грубодисперсных пылей.

Для выполнения ситового анализа применяют различные встряхивающие устройства, действующие по заданному режиму. Продолжительность просеивания устанавливают опытным путем применительно к каждому виду исследуемого порошкообразного материала.

При определении дисперсного состава пылей в широком диапазоне исследуют фракцию пыли, прошедшую через сито с наименьшими размерами ячеек (т. е. собранную на поддоне), и анализируют, применяя более тонкие методы фракционирования. При исследовании промышленных пылей наибольшее распространение получили седиментометрический метод в жидких средах и способ воздушной сепарации.

Седиментометрический анализ в жидкой среде основан на законе Стокса и позволяет разделять фракции от 2—3 до 63 мкм (при

Таблица 11.13. **Системы сит**

По ГОСТ 3584—73		Сита Тайлора (по стандарту США)		
номер сита	размер отверстия в свету, мм	номер сита	МЕШ[1]	размер отверстия, мм
2	2	10	9	2
1	1	18	16	1,003
05	0,5	35	32	0,5
03	0,3	50	48	0,297
018	0,18	80	80	0,177
015	0,15	100	100	0,149
0105	0,105	140	150	0,105
0075	0,075	200	200	0,074
0063	0,063	230	250	0,062
0053	0,053	270	270	0,053

[1] Число отверстий на линейный дюйм.

объемных весах вещества 2—3 г/см³). Из многочисленных вариантов аппаратуры для седиментометрического анализа получил практическое применение прибор с **подъемной пипеткой**, изготавливаемый экспериментальными мастерскими Ленинградского института охраны труда ВЦСПС.

Для выполнения на приборе двух параллельных определений дисперсного состава требуется 5—10 г пыли. Продолжительность седиментации при анализе относительно высокодисперсных пылей достигает 5—6 ч, не считая затрат времени на многочисленные подготовительные операции. Недостатком седиментометрического способа является то, что для каждого ранее не изученного вида пыли необходимо подбирать подходящую жидкую среду, инертную по отношению к исследуемой дисперсной фазе.

Широкое распространение нашел также метод **центробежной воздушной сепарации**. Этот принцип положен в основу конструкции воздушной центрифуги «Бако», выпускаемой фирмой «NEU» (Франция) и позволяющей разделять навеску исследуемой пыли около 10 г на восемь фракций в пределах от 1—2 до 60 мкм в течение примерно 2 ч.

Для устранения погрешностей, связанных с возможным изменением дисперсного состава пылей при накоплении навески и при повторном ее диспергировании в жидкой или газовой фазах, предложены методы и аппаратура для разделения пыли на фракции непосредственно в процессе отбора пробы.

К этой группе приборов относятся: ротационный анализатор дисперсности пыли РАД-1; импактор конструкции физико-химического института им. Карпова; струйный сепаратор (импактор) НИИОГАЗ.

Ротационный анализатор дисперсности РАД-1 сконструирован в Семибратском филиале НИИОГАЗа, представляет собой ротационную центрифугу и предназначен для определения фракционного состава пыли в потоке воздуха. Запыленный воздух просасывается по каналу вращающегося ротора, при этом под действием центробежных сил частицы пыли сепарируются из потока и оседают на стенке канала.

Распределение массы осевшей пыли по длине канала зависит от размера частиц. Кривая накопления пыли, начерченная в осях «длина канала» и «масса пыли», позволяет рассчитать дисперсный состав взвешенной пыли.

Техническая характеристика анализатора РАД-1

Диапазон размеров частиц, мкм	1—50
Объемная скорость просасываемого воздуха, л/мин	до 30
Максимальная температура, °С	200
Продолжительность выполнения анализа, мин	30—60
Масса анализатора, кг	3

Импактор института им. Карпова представляет собой ряд последовательно расположенных усеченных конусов с соплами, установленных в цилиндрическом корпусе. За каждым конусом по пути потока воздуха расположена пластинка (диск), служащая приемником пыли определенной фракции по крупности. Скорость воздуха,

Таблица II.14. **Технические данные импактора (объемная скорость воздуха 15 л/мин)**

Номер ступени	Диаметр сопла, мм	Скорость движения воздуха в сопле, м/с	Диаметр частиц пыли при плотности 1 г/см³, мкм
1	8	5	5—10
2	4,5	15,7	3—10
3	3,5	26	2—3
4	2	79,6	1—2
5	1,5	141,2	0,5—1
Фильтр (последняя ступень)	32,3	0,31	0,5

поступающего в импактор, по мере прохождения через сопла с постепенно уменьшающимися сечениями, скачкообразно возрастает от ступени к ступени и достигает максимального значения при выходе из сопла последней ступени. Струя запыленного воздуха, встречая на своем пути пластину, обтекает ее; при этом частицы пыли, обладая значительно большей инерционностью, чем воздух, смещаются с линий тока и сортируются по размерам.

Для того чтобы осевшая фракция пыли не сдувалась, пластину покрывают тонким слоем масла или на лобовую поверхность пластины устанавливают подложку из фильтра АФА. Размер частиц, осевших на пластине данной ступени, определяется скоростью движения частицы (воздуха), ее массой (размерами и плотностью).

Количество дисперсной фазы аэрозоля, осевшей на пластине, определяют весовым способом или другими высокочувствительными методами химического анализа.

Калибровку импактора производят с помощью полидисперсного масляного тумана осаждением его на стеклянные пластины и измерением размеров частиц под микроскопом (при этом учитывают величины краевого угла и коэффициент растекания для используемой марки масла). Основная характеристика импактора приведена в табл. II.14.

Струйный сепаратор НИИОГАЗ предназначен для анализа дисперсного состава пыли в потоке и дает возможность определять стоксовские размеры взвешенных в воздухе частиц в интервале от 1 до 15 мкм.

Техническая характеристика

Объемная скорость воздуха, л/мин	10
Интервал концентраций пыли, мг/м³	10—5000
Предельная температура воздуха, °С:	
со смазкой	100
с подложкой из термостойкого ворсистого материала	250

II.14. ПРИБОРЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЗАПЫЛЕННОСТИ ВОЗДУХА

Для отбора проб пыли из вентиляционных систем используют специальную аппаратуру (средства просасывания воздуха в комплекте с индикаторами расхода) и аналитические фильтры АФА-В, которые применяют при санитарном контроле воздушной среды рабочей зоны. Дополнительно к этим средствам применяют аллонжи (аэрозольные патроны) закрытые и пылеотборные трубки со съемными наконечниками. Закрытые аллонжи представляют собой два совмещенных основаниями полых конуса, между которыми устанавливается аналитический фильтр типа АФА. Устройство закрытого аллонжа для закрепления фильтров марки АФА-20 показано на рис. II.53.

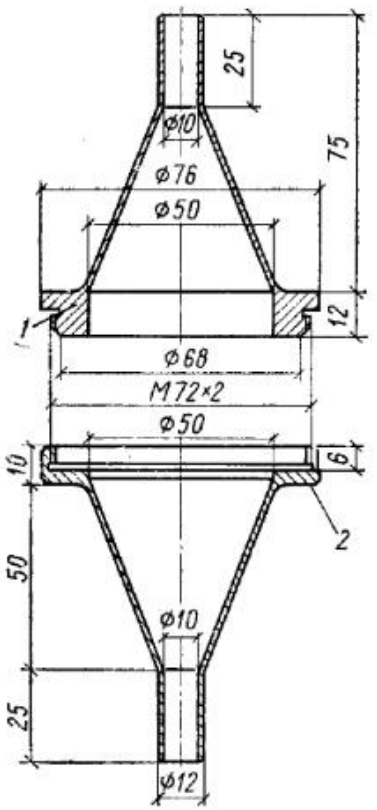


Рис. II.53. Закрытый аллонж типа АФА-20

1 — крышка; *2* — корпус

Пылеотборные трубки служат для отсасывания запыленного воздуха из вентиляционной системы (воздуховода), который затем направляется к закрытому аллонжу с аналитическим фильтром, расположенным вне воздуховода. Пылеотборные трубки приборостроительная промышленность не поставляет, поэтому отраслевые институты и организации, занимающиеся испытанием обеспыливающих устройств, изготовляют трубки собственных конструкций (НИИОГАЗ, ГИНЦВЕТМЕТ, ВТИ и др.).

На рис. II.54 показано устройство пылеотборной трубки системы ГПИ ППВ, снабженной съемными наконечниками рациональных размеров:

№ наконечника	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	15	20
Расчетный диаметр, мм	4,6	6,5	8	9,2	10,3	11,3	12,2	13	13,8	14,5	17,8	20,6

Набор наконечников комплектуется обычно из следующих номеров: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 8, 10. Наконечники больших номеров применяют при отборе проб пыли для дисперсного анализа, чтобы накопить значительные навески. При использовании этих наконечников проделывают в воздуховодах сравнительно большие отверстия и оборудуют их съемными заглушками.

Способы отбора проб пыли из воздуховодов существенно отличаются от способа определения запыленности воздуха производ-

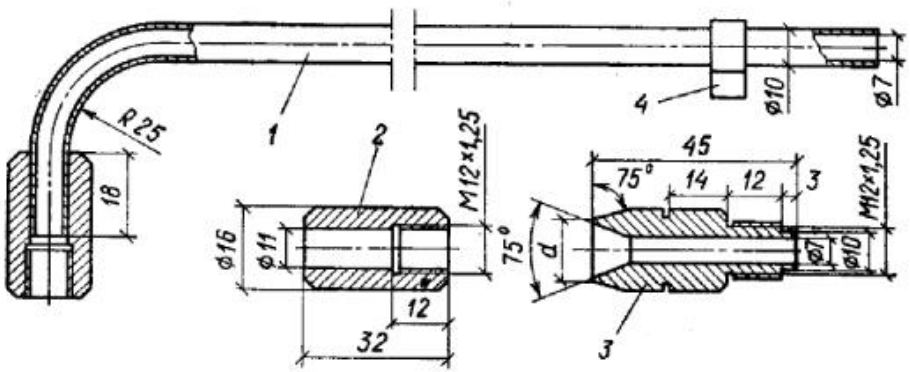


Рис. II.54. Пылеотборная трубка системы ГПИ ППВ

1 — пылеотборная трубка; *2* — муфта; *3* — съемный наконечник; *4* — указатель

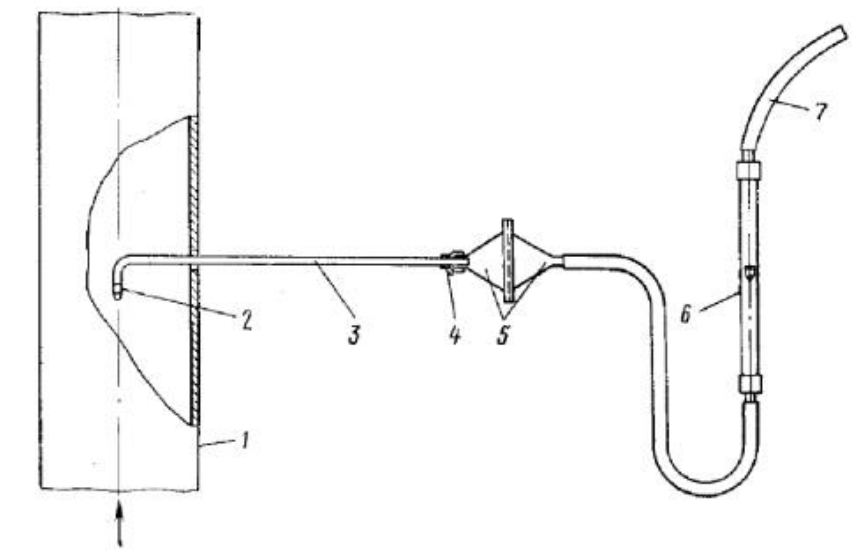


Рис. II.55. Расположение аппаратуры при отборе проб пыли по способу внешней фильтрации

1 — воздуховод; *2* — съемный наконечник; *3* — пылеотборная трубка; *4*—уплотняющая муфта; *5* — закрытый аллонж; *6* — ротаметр; *7* — трубка к побудителю расхода

ственных помещений. Существуют два способа отбора проб воздуха на пыль при испытании вентиляционных систем:

внешней фильтрации (рис. II.55), когда пылеулавливающее устройство располагают вне воздуховода и исследуемый воздух направляется к аналитическому фильтру с помощью пылеотборной трубки;

внутренней фильтрации (рис. II.56), при котором пылесборное устройство устанавливают непосредственно в воздуховоде.

Пробы воздуха из вентиляционных систем для получения достоверных результатов следует отбирать с соблюдением принципа изокинетичности: скорость движения воздуха во входном отверстии пылеотборного устройства должна быть равной скорости движения воздуха в воздуховоде.

Расчеты по отбору проб пыли в условиях изокинетичности производят по формуле

$$L = 0{,}047\, vd^2, \qquad (II.26)$$

где L — расход (объемная скорость) воздуха, л/мин; контролируют по индикатору расхода; v — линейная скорость движения воздуха в воздуховоде в точке отбора пробы, м/с (вычисляют по данным аэродинамических замеров); d — диаметр входного отверстия пылеотборного устройства, мм.

Установлено, что отбор проб пыли с превышением изокинетической скорости занижает концентрацию пыли и, наоборот, малые относительные скорости пробоотбора способствуют завышению результатов анализа.

Погрешность в анализе при несоблюдении принципа изокинетичности возрастает с увеличением размеров частиц пыли, а в случае высокодисперсных пылей (с частицами менее 5 мкм) пробы можно отбирать без строгого выравнивания скоростей.

Для отбора проб пыли выбирают преимущественно вертикальные участки воздуховодов в местах, удобных для расположения

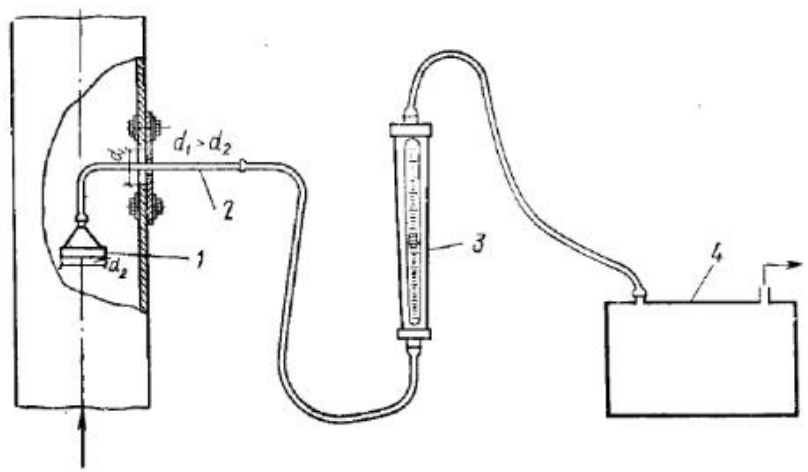


Рис. II.56. Отбор проб по способу внутренней фильтрации

1 — открытый аллонж; *2* — металлическая трубка; *3* — ротаметр; *4* — побудитель расхода

пробоотборной аппаратуры. Отверстия для отбора проб пробивают на прямых участках на расстоянии не менее четырех диаметров воздуховода за ближайшим местным сопротивлением, но не ближе двух диаметров до последующего местного сопротивления.

Для того чтобы можно было замерять содержание пыли в двух взаимоперпендикулярных направлениях, в каждом обследуемом сечении (перпендикулярном оси воздуховода) предусматривают по два отверстия. Пылеотборная трубка или пылесборное устройство

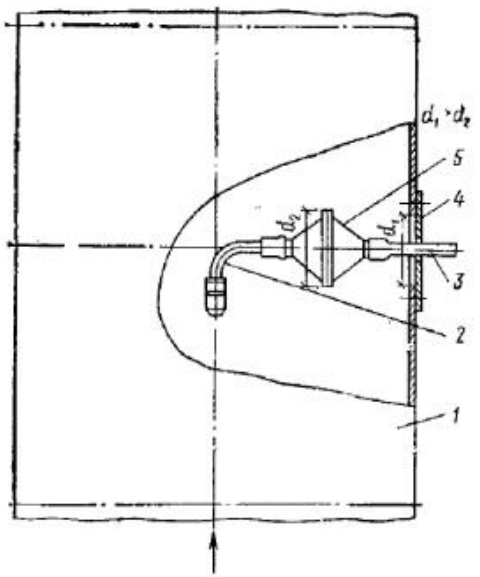


Рис. II.57. Отбор проб по способу внутренней фильтрации с помощью закрытого аллонжа

1 — воздуховод; *2* — насадок со съемным наконечником; *3* — металлическая трубка; *4* — лючок; *5* — закрытый аллонж

(в случае метода внутренней фильтрации) при отборе проб не должны вызывать возмущение воздушного потока в зоне входного отверстия наконечника. Поэтому диаметр пылеотборного устройства не следует превышать $^1/_7$ диаметра воздуховода (или эквивалентного диаметра — при прямоугольном сечении). Длина пылеотборной трубки, как правило, принимается меньше диаметра испытываемого воздуховода.

В сечении воздуховода, в котором намечен отбор проб пыли, с помощью инструментов замеряют поле скоростей воздуха. По величинам усредненной скорости воздуха в воздуховоде v, м/с, и оптимального расхода аспирируемого воздуха L, л/мин, определяют диаметр d, мм, отверстия наконечника по формуле

$$d = 4{,}6\sqrt{L/v}. \qquad \text{(II.27)}$$

Из имеющегося набора выбирают наконечник с ближайшим к вычисленному значению диаметром. Окончательный расход воздуха L, л/мин, необходимый для обеспечения изокинетичности, вычисляют исходя из заданных значений v, м/с, d, мм.

При использовании пылеотборных трубок системы ГПИ ППВ (рис. II.57) необходимость в расчетах с применением формул отпадает. Требуемый номер наконечника определяют делением численных значений оптимального расхода аспирируемого воздуха $L_{опт}$, л/мин, на скорость потока воздуха в точке отбора проб v, м/с.

$$N = L/v. \qquad \text{(II.28)}$$

Полученное число округляют до ближайшего целого числа, которое и соответствует номеру наконечника. Расход воздуха ($L_{факт}$, л/мин), обеспечивающий выравнивание скоростей, находят по формуле

$$L_{факт} = Nv. \qquad \text{(II.29)}$$

Пробы отбирают интегральным способом, равномерно перемещая пылеотборную трубку по двум взаимоперпендикулярным направлениям сечения воздуховода, не прикасаясь концом наконечника к стенкам воздуховода (иначе возможно грубое искажение результатов анализа за счет попадания на фильтр посторонней пыли с внутренней поверхности воздуховода).

Ориентировочные объемы воздуха при отборе проб устанавливают в зависимости от концентрации пыли:

Предполагаемая концентрация пыли, мг/м³	2	2—10	10—50	>50
Объем отбираемого воздуха, л	1000	500	250	100

Эффективность действия обеспыливающего устройства выражается отношением количества задержанной пыли к количеству пыли, поступившей в пылеуловитель за единицу времени. Это отношение, умноженное на 100, называется степенью очистки (в процентах).

Степень очистки ε вычисляют по формуле

$$\varepsilon = [(c_1 L_1 - c_2 L_2)/c_1 L_1]\,100, \qquad \text{(II.30)}$$

где c_1 и c_2 — концентрации пыли в воздухе до и после пылеуловителя соответственно, мг/м³; L_1 — объем запыленного воздуха, поступающего в пылеуловитель, м³/ч; L_2 — объем очищенного воздуха, отходящего из пылеуловителя, м³/ч.

При отсутствии подсоса или утечки воздуха в системе имеем

$$L_1 = L_2. \qquad \text{(II.31)}$$

В этом случае степень очистки ε, %, подсчитывают по упрощенной формуле

$$\varepsilon = \frac{(c_1 - c_2)}{c_1}\,100. \qquad \text{(II.32)}$$

Степень очистки можно также вычислить, замерив следующие параметры:

расход воздуха в системе L, м³/ч;

количество уловленной пыли за определенный промежуток времени G, кг/ч;

концентрацию пыли после пылеуловителя c_2, мг/м³

В этом случае эффективность работы обеспыливающего устройства %, подсчитывают по формуле

$$\varepsilon = \frac{G}{(c_1 L_1 10^{-6} + G)}\,100. \qquad \text{(II.33)}$$

Пробы воздуха на пыль до и после пылеуловителя отбираются одновременно.

При хорошей работе пылеотделителя запыленность удаляемого воздуха имеет обычно незначительную величину, и для накопления на аналитическом фильтре достаточной навески пыли необходимо аспирировать воздух в соответственно большем объеме.

Глава III

ИСПЫТАНИЕ И НАЛАДКА СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

III.1. САНИТАРНО-ГИГИЕНИЧЕСКОЕ ОБСЛЕДОВАНИЕ

Общие сведения

Санитарно-гигиеническое обследование воздушной среды в помещениях производят после проверки выполнения предприятием всех мероприятий, указанных в ведомостях дефектов, составленных на основе результатов предварительного визуального обследования объекта.

Все дефекты, касающиеся монтажа установок, их общего эксплуатационного состояния и состояния производственного оборудования, устраняют до начала обследования. Организация технологического процесса должна соответствовать действующим санитарным нормам и правилам. Обследование производят при номинальной (плановой) загрузке оборудования и при работе всех приточно-вытяжных вентиляционных установок и установок кондиционирования воздуха.

При обследовании помещений общественно-коммунального назначения (зрительные залы, рестораны, кафе и др.) количество поступающего тепла и влаги определяется при номинальной загрузке помещений людьми. Кроме того, учитываются другие возможные источники поступления вредных выделений (освещение, горячие обеды и т. д.).

На промышленном объекте режим работы системы вентиляции данного периода года должен соответствовать проектному.

Программой обследования в зависимости от вида производства, назначения помещения и характера выделяющихся вредных веществ предусматривается:

определение весового содержания в воздухе рабочей зоны или в местах возможного пребывания людей газов, паров, аэрозолей и пыли;

выявление метеорологических условий — температуры, относительной влажности воздуха, его подвижности и интенсивности теплового облучения (при наличии источников облучения);

установление содержания вредных веществ в приточном воздухе.

При выделении газа, борьба с которым осуществляется с помощью средств общеобменной вентиляции, следует отбирать пробы воздуха на газ (или газы), на разбавления которого, согласно проекту, осуществлен расчет вентиляции. При одновременном выделении в помещение паров нескольких растворителей или раздражающих газов отбирают пробы воздуха по каждому из паров растворителей и раздражающих газов отдельно, согласно действующим санитарным нормам.

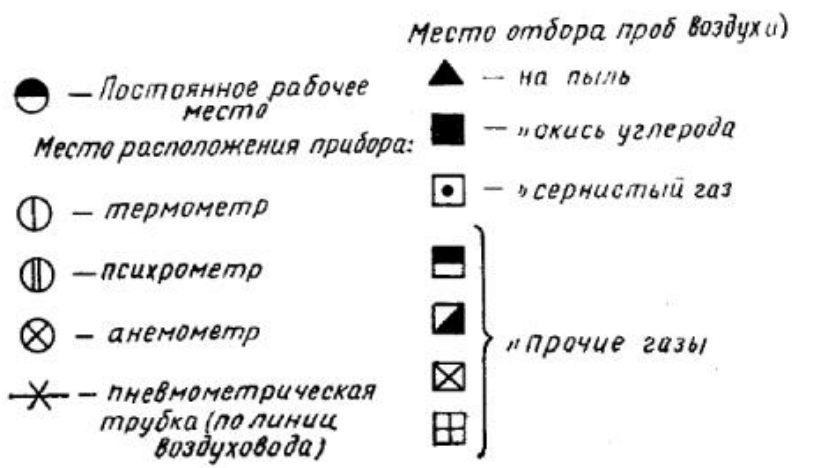
При удалении вредных выделений — газов, паров или аэрозолей — средствами местной вентиляции пробы воздуха в рабочей зоне отбираются отдельно по каждому газу, пару или аэрозолю. Отбор проб воздуха для определения содержания вредных выделений и обследование метеорологических условий производят на постоянных рабочих местах и в местах возможного пребывания обслуживающего персонала (рабочие площадки, проходы и т. д.) для выявления общего фона загрязненности воздуха.

При отборе проб воздуха и определении весового содержания в нем вредных выделений следует руководствоваться указаниями, изложенными в главе II. Число точек для отбора проб воздуха и определения метеорологических условий в помещениях устанавливают в зависимости от числа и расположения рабочих мест, характера технологического процесса, схемы воздухораспределения и других местных условий. Число проб воздуха, одновременно отбираемых в каждой точке, должно быть не менее двух. При получении существенной разницы в результатах анализов двух отобранных проб воздуха отбор проб в данной точке необходимо повторить. На постоянных рабочих местах пробы воздуха отбирают из зоны дыхания работающих, а по рабочей зоне (на рабочих площадках, в проходах и др.) — на отметке 1,5 м от пола.

При цикличности производственного процесса отбор проб воздуха, так же как и обследование метеорологических условий в помещении, производят в период максимального выделения вредных веществ или тепловыделений. Например, в чугунолитейных цехах с рассеянным литьем отбирают пробы на окись углерода и определяют метеорологические условия в период (или смену) выбивки опок.

При нестабильности выделения вредных веществ или тепловыделений по времени отбор проб и измерения метеорологических параметров воздуха производят на протяжении одной смены несколько раз. Число повторных определений назначают в зависимости от степени нестабильности производственного процесса и указывают в программе работ.

Точки, установленные для замеров и отбора проб воздуха, наносят условными обозначениями на план обследуемого помещения и снабжают порядковыми номерами. Условные обозначения постоянных рабочих мест, мест инструментальных замеров и точек отборов проб воздуха могут быть приняты следующими:



Для определения загрязненности наружного воздуха пробы воздуха, как правило, отбирают перед воздухозаборными устройствами. Среднее содержание вредных веществ в воздушной среде рабочей зоны (если более 50% персонала работает на постоянных рабочих местах) определяется как среднее арифметическое значение содержания вредных выделений в воздухе на рабочих местах; в остальных случаях — как среднее арифметическое значение всех проб воздуха, отобранных по рабочей зоне.

При санитарно-гигиеническом обследовании состояния воздушной среды фиксируются участки максимальных и минимальных значений содержания вредных веществ в воздухе, все отклонения от нормального ведения технологического процесса, изменения в работе вентиляции и другие факторы, влияющие на изменение концентрации вредных веществ в воздушной среде помещения.

Обследование санитарно-гигиенического состояния воздушной среды в помещениях рекомендуется производить:

при выделении вредных газов, паров и аэрозолей — в холодный период года;

при тепловыделениях — в теплый период;

при пылевыделениях — в период года, наиболее неблагоприятный по запыленности производства.

Результаты санитарно-гигиенических обследований помещений заносят в таблицы, формы которых даны в приложениях.

При неудовлетворительных санитарно-гигиенических условиях в обследуемых помещениях проводят испытание системы вентиляции и ее наладку.

III.2. ИСПЫТАНИЕ И НАЛАДКА ВЕНТИЛЯТОРОВ

Испытание вентилятора осуществляют для проверки соответствия фактического режима его работы, характеристике по каталогу и расчетным данным. Для установления фактического режима работы вентилятора определяют количество воздуха, перемещаемого вентилятором, $L_ф$, м³/ч; полное давление, развиваемое вентилятором, $P_п$, кгс/см²; частоту вращения колеса вентилятора, об/мин.

Испытание и наладка вентиляторов, работающих в сети

Фактический режим работы вентилятора в сети соответствует точке пересечения фактической характеристики вентилятора с характеристикой сети.

Характеристика сети графически представляет собой в большинстве случаев квадратичную параболу, проходящую через начало координат и выражаемую уравнением

$$P_п = K_с L^2, \qquad (III.1)$$

где $P_п$ — сопротивление в сети, кгс/м²; L — количество воздуха, перемещаемое в сети, м³/ч; $K_с$ — коэффициент, характеризующий способность вентиляционной сети оказывать сопротивление протекающему по ней воздуху, равный отношению полного давления к квадрату расхода воздуха в сети.

Подачу вентилятора определяют по расходу воздуха в том сечении, в котором лучше проводить замеры. Если условия для замеров в сечениях до и после вентилятора одинаковы, то подачу вентилятора определяют по средним арифметическим значениям расходов в этих сечениях. При испытании вентилятора с двухсторонним всасыванием его подачу определяют замерами расходов на прямых участках линии нагнетания. При достаточной герметичности камеры, в которой размещен вентилятор с двухсторонним всасыванием, расход воздуха на всасывании определяют соответствующими измерениями, на прямом участке всасывающего воздуховода до камеры.

Полное давление, развиваемое вентилятором при его испытании в сети, находят как разность полных давлений на нагнетании и всасывании. Давления до и после вентилятора замеряются у плоскости

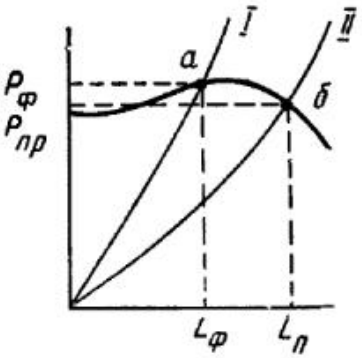


Рис. III.1. График режима работы вентилятора, соответствующего каталогу

а — фактическая производительность и полное давление вентилятора; *б* — проектная производительность и полное давление вентилятора; *I* — фактическая характеристика сети; *II* — проектная характеристика сети

фланцевых соединений всасывающего и выхлопного патрубков центробежных вентиляторов или у фланцевых соединений всасывающего и выхлопного воздуховода с обечайкой и коллектором осевых вентиляторов, установленных в воздуховоде.

Мощность на валу вентилятора ($N_в$, кВт) определяется по формуле

$$N_в = N_{эл}\,\eta_э\,\eta_п, \qquad (III.2)$$

где $N_{эл}$ — мощность, потребляемая электродвигателем, кВт; $\eta_э$ и $\eta_п$ — КПД соответственно электродвигателя и передачи.

Перед сопоставлением фактического режима работы вентилятора с данными по каталогу необходимо величину замеренного полного давления, развиваемого вентилятором, привести к стандартным условиям воздуха (при давлении 760 мм рт. ст., температуре 20° С, относительной влажности 50%), по формуле

$$P_ф = P_п \frac{760\,(273 + t)}{293\,P_б}, \qquad (III.3)$$

где $P_ф$ — измеренное полное давление, приведенное к стандартным условиям воздуха, кгс/м²; $P_п$ — измеренное полное давление, кгс/м²; 760 — барометрическое давление стандартного воздуха, мм рт. ст.; $P_б$ — измеренное барометрическое давление, мм рт. ст.; t — измеренная температура воздуха, °С.

Если точка на графике (рис. III.1), определяемая фактической подачей ($L_ф$) и фактическим полным давлением ($P_ф$), совпадает с характеристикой по каталогу, построенной для замеренной скорости вращения, вентилятор следует считать соответствующим каталогу. В случае если фактическая подача $L_ф$ не соответствует проектной $L_{пр}$, то необходимо вторично проверить состояние сети: соответствие ее фактических размеров проекту, засоренность воздуховодов, за-

грязнение пылеулавливающих устройств, затем исправить сеть. Если точка (рис. III.2, точка *б*), определяемая фактической подачей и фактическим давлением, окажется ниже кривой — характеристики по каталогу, это означает, что работа вентилятора не соответствует данным по каталогу. В таких случаях необходимо проверить, соответствует ли фактическая аэродинамическая схема вентилятора каталогу и соответствуют ли условия входа воздушного потока в патрубок вентилятора условиям входа воздуха, принятым при составлении его характеристики по каталогу и устранить выявленные де-

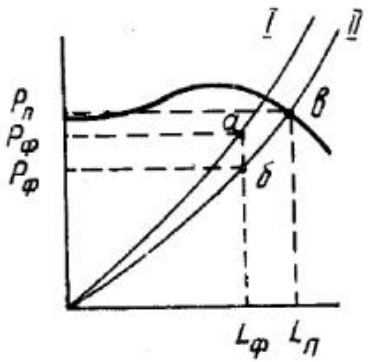


Рис. III.2. График режима работы вентилятора, не соответствующего каталогу

а—б — фактическая производительность и полное давление вентилятора; *в* — проектная производительность и полное давление вентилятора; *I* — фактическая характеристика сети; *II* — проектная характеристика сети

фекты. Если фактический режим работы вентилятора определяется точкой *а* (рис. III.2), то это означает, что помимо наличия дефектов вентилятора фактическая характеристика сети не соответствует проектной или расчетной, и, следовательно, необходимо выявить и устранить неисправности сети.

В соответствии с ГОСТ 5976—73 и ГОСТ 11442—74 отклонение величины полного давления от характеристики по каталогу допускается в пределах ±5%.

Основные причины, снижающие развиваемое вентилятором давление при определенной частоте вращения колеса вентилятора, и рекомендации по их устранению следующие:

1. Зазор между всасывающим конусом и колесом вентилятора превышает допустимую величину. В этом случае заменяют установленный всасывающий конус новым, бо́льшим по высоте.

2. Большой прогиб в мягкой вставке на входе в вентилятор. В мягкую вставку вставляют двойное распорное кольцо из стальоцинкованной проволоки диаметром 2—3 мм.

3. Перекосы в мягких вставках. Перекосы устраняют.

4. Отвод или другие местные сопротивления расположены вблизи всасывающего патрубка вентилятора. (При установке отвода на расстоянии одного диаметра от всасывающего патрубка полное давление, развиваемое вентилятором, снижается против каталога до 35%). Вентиляционный агрегат устанавливают так, чтобы не было отводов перед вентилятором или чтобы прямой участок перед всасывающим патрубком имел длину не менее 4 диаметров. Если этого сделать нельзя, то в отвод устанавливают направляющие лопатки.

5. Отложение солей, грязи на лопатках колеса и кожухе вентилятора. Колесо и кожух очищают от загрязнений и разрабатывают мероприятия по улавливанию веществ, загрязняющих колесо и кожух.

6. Вмятины или неплотности в кожухе вентилятора устраняют.

7. Вращение колеса в обратном направлении. Направление вращения определяют до испытания вентилятора. Если обнаружено неправильное направление вращения колеса, переключают провода у электродвигателя, поменяв местами любые два провода в трехфазной подводке.

Вопрос о замене вентилятора или изменении его режима работы решается только после регулировки вентиляционной установки. После регулировки вентиляционной установки повторно измеряют полное давление и подачу вентилятора. Если подача вентилятора, замеренная после регулировки, не будет удовлетворять требуемому значению, ее соответственно изменяют:

при недостаточной подаче увеличивают частоту вращения колеса вентилятора или его заменяют на другой типоразмер;

при подаче больше необходимой уменьшают частоту вращения колеса вентилятора или создают в воздуховоде у вентилятора с помощью диафрагмы дополнительное местное сопротивление.

При производстве работ по наладке СВ или СКВ на санитарно-гигиенический эффект окончательные решения о необходимости изменения фактического режима работы отдельных установок принимают с учетом технико-экономических требований и достигнутой степени эффективности действия систем в целом.

Частоту вращения колеса вентилятора можно увеличить при условии соблюдения допустимой окружной скорости рабочего колеса, а также достаточной мощности установленного электродвигателя.

При изменении частоты вращения колеса вентилятора, установленного в данной сети, расход воздуха (L) изменяется пропорционально частоте вращения (n), давление, развиваемое вентилятором (P), — пропорционально квадрату частоты вращения и мощность (N) — пропорционально кубу частоты вращения:

$$\frac{L_ф}{L_н} = \frac{n_ф}{n_н}; \qquad \text{(III.4)}$$

$$\frac{P_ф}{P_н} = \left(\frac{n_ф}{n_н}\right)^2; \qquad \text{(III.5)}$$

$$\frac{N_ф}{N_н} = \left(\frac{n_ф}{n_н}\right)^3. \qquad \text{(III.6)}$$

Вентилятор необходимо заменить, если нельзя повысить производительность установки увеличением частоты вращения колеса вентилятора.

Если режим работы вентилятора оказывается по диаграмме в каталоге в области низких значений КПД, влево от области экономического режима работы, то его заменяют вентилятором того же типа, но меньшего размера и большей частотой вращения колеса вентилятора. Если режим работы вентилятора оказывается по диаграмме в каталоге в области низких значений КПД, вправо от области экономичного режима работы, то его заменяют вентилятором того же типа, большего размера с меньшей частотой вращения колеса.

Для проверки целесообразности параллельной работы двух вентиляторов на одну и ту же сеть строят их суммарную характеристику.

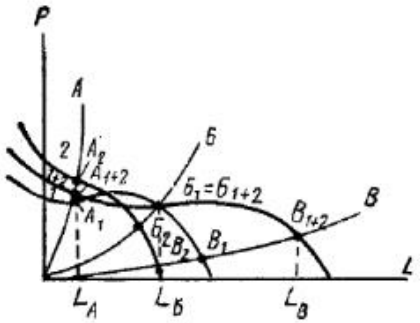


Рис. III.3. График параллельной работы двух вентиляторов

1 — характеристика первого вентилятора; *2* — характеристика второго вентилятора (1+2 — суммарная характеристика двух параллельно работающих вентиляторов)

На рис. III.3 приведены характеристики двух отдельных вентиляторов и суммарная характеристика их совместной параллельной работы. Три возможные характеристики сети показывают, насколько выгодна такая работа. На оси абсцисс отложены три значения суммарной подачи вентиляторов для соответствующих сетей. Как видно из рисунка, совместная параллельная работа двух вентиляторов выгодна для сети *В*. Для сети *Б* суммарная подача двух вентиляторов равна подаче одного (первого) вентилятора. В сети *А* суммарная подача двух вентиляторов оказывается даже несколько ниже подачи одного (второго) вентилятора. Рекомендовать установку второго вентилятора для последовательной работы на одну и ту же сеть с ранее установленным вентилятором можно только после анализа характеристик обоих вентиляторов и их суммарной характеристики.

Для того чтобы увеличить количество перемещаемого воздуха, устанавливают дополнительный вентилятор, работающий параллельно или последовательно на данную сеть. Рекомендовать установку второго вентилятора для параллельной или последовательной работы на одну и ту же сеть с ранее установленным можно лишь в том случае, если невозможно подобрать для замены вентилятор того же типа, большего размера, с меньшей частотой вращения. При последовательной работе полные давления, развиваемые вентиляторами при данном расходе (рис. III.4), складываются. Для сети *А* установка второго вентилятора по последовательной схеме целесообразна, так как значительно увеличивает подачу воздуха и развиваемое давление. Для сети *Б* такая установка при увеличении потребляемой

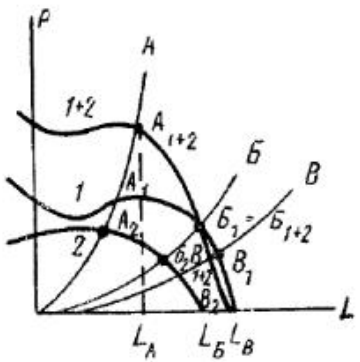


Рис. III.4. График последовательной работы двух вентиляторов

1 — характеристика первого вентилятора; *2* — характеристика второго вентилятора (1+2 — суммарная характеристика двух вентиляторов при последовательном включении)

мощности не даст никакого прироста подачи, а для сети *В* снизит количество воздуха по сравнению с работой одного (первого) вентилятора.

Испытание и наладка вентиляторов, работающих без сети

К вентиляторам, работающим без сети, относятся вытяжные осевые вентиляторы, установленные непосредственно в проемах различных строительных ограждений, а также крышные вентиляторы.

Результаты испытания этих вентиляторов, в связи с тем, что отсутствуют условия для достаточно точных инструментальных измерений, как правило, являются ориентировочными.

Подачу осевых вентиляторов, работающих без сети, определяют замером анемометром скорости всасывания воздуха в коллекторах или, в зависимости от расположения вентилятора, скорости выхода воздуха со стороны обечайки. Подачу крышных вентиляторов определяют по скорости воздуха, измеряемой анемометром в кольцевой щели, образуемой колпаком вентилятора и поверхностью кровли. В обоих случаях при работе вентиляторов без сети их полное давление равно значению скоростного давления на выходе из вентилятора, которое определяют пересчетом по значению замеренной скорости воздуха на выходе.

Наладка осевых вентиляторов, работающих без сети, а также крышных вентиляторов практически ограничивается выявлением и устранением возможных механических повреждений. При отсутствии таковых фактические характеристики вентиляторов, как правило, соответствуют данным каталога. При выполнении пусконаладочных работ испытание крышных и осевых вентиляторов, работающих без сети, целесообразно производить на стенде до их установки.

В этом случае объем воздуха, удаляемого крышными вентиляторами определяют измерением чашечным анемометром скорости воздуха в плоскости всасывающего отверстия вентилятора.

III.3. АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ ИСПЫТАНИЕ СЕТЕЙ ВОЗДУХОВОДОВ И РЕГУЛИРОВАНИЕ РАСХОДОВ ВОЗДУХА

Общие сведения

Аэродинамическое испытание вентиляционных сетей производят при полностью открытых дросселирующих устройствах, имеющихся как на общем воздуховоде, так и на всех ответвлениях от него. Регулирующие устройства, встроенные в конструкции различных воздухораспределителей приточных установок, должны быть также полностью открыты.

Если при открытых дросселирующих устройствах электродвигатель вентилятора перегревается, прикрывают дроссель на магистральном участке сети. При отсутствии дросселирующего устройства между фланцами общего воздуховода на всасывающей или нагнетательной линии устанавливают вставку (диафрагму) из кровельной стали. Дросселирование осуществляют до тех пор, пока сила тока, измеряемая в электрической цепи, не уменьшится до номинального

значения, соответствующего мощности электродвигателя, и его перегрев прекратится. После этого приступают к испытанию сети.

При испытании сети определяют:

фактические расходы воздуха в основании всех ветвей сети, во всех воздухоприемных и воздуховыпускных отверстиях; до и после пылеулавливающих устройств, увлажнительных камер и калориферных установок;

сопротивления проходу воздуха в калориферных установках, пылеулавливающих устройствах, увлажнительных камерах и местных отсосах;

скорость выхода воздуха из приточных отверстий.

Расход воздуха, как правило, измеряют пневмометрической трубкой и микроманометром. При этом в каждом замеряемом сечении определяют значение всех трех давлений (статического, полного и динамического). Расход воздуха измеряют и другими приборами (импортного производства), если класс точности этих приборов соответствует необходимым требованиям. Расходы воздуха с помощью анемометров определяют только в тех случаях, когда замеры невозможно выполнить пневмометрической трубкой.

Величину подсосов или утечек воздуха в сети воздуховодов определяют как разность между фактической подачей вентилятора и суммарным количеством воздуха, проходящего через все приточные или вытяжные отверстия.

При производстве пусконаладочных работ в зданиях с повышенными требованиями, не допускающими превышений утечек (подсосов) воздуха через неплотности воздуховодов, последние на стадии монтажа системы вентиляции испытывают на герметичность с помощью переносного вентилятора. Указания по проведению такого испытания даны ниже.

Расход воздуха, перемещаемого по сети, регулируется с помощью дросселирующих устройств или односторонних диафрагм, устанавливаемых между фланцами.

Регулировка сети может осуществляться следующими способами:

1) уравниванием отношений фактических и требуемых расходов воздуха с использованием характеристик участков сети;

2) последовательным уравниванием отношений фактических и требуемых расходов воздуха;

3) постепенным приближением к заранее заданному отношению фактического и требуемого расхода воздуха.

Первый способ применяют в тех случаях, когда дросселирующие органы установлены на прямых участках воздуховодов на расстоянии не менее четырех-пяти диаметров за местным сопротивлением и не менее двух диаметров до последующего местного сопротивления, а также при возможности производства замеров сопротивления всех ответвлений.

Второй способ применяют при регулировке разветвленных сетей, отсутствии условий для установки дросселирующих органов и невозможности производства измерений потерь давления в ответвлениях.

Третий способ применяют для малоразветвленных сетей, с небольшим числом вентиляционных отверстий и при отсутствии условий для установки дросселирующих органов и производства замеров потери давления в ответвлениях.

Регулировка способом уравнивания отношений фактических и требуемых расходов воздуха с использованием характеристик сети

Большинство сетей в аэродинамическом отношении может быть приведено к схеме, представленной на рис. III.5.

Ответвления такой сети имеют нумерацию от 1 до n, а участки транзитного воздуховода — от $n+1$ до $2n-1$. Замеренные и расчетные данные испытаний сети воздуховода записываются в табл. III.1.

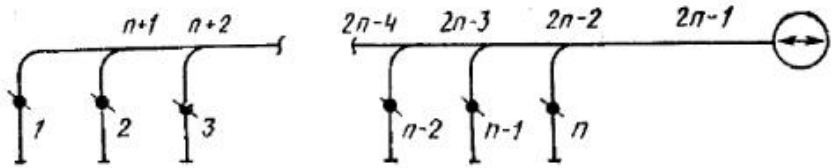


Рис. III.5. Схема участка вытяжного воздуховода

Фактические характеристики концевых участков сети вычисляются по формуле

$$K_{\text{ф}} = P_{1\text{ф}}/L^2_{\text{ф}}, \ldots, K_{n\text{ф}} = P_{n\text{ф}}/L^2_{n\text{ф}}$$

и вносятся в табл. III.1.

В табл. записывают требуемые расходы воздуха $L_{\text{тр}}$ и отношение фактического расхода воздуха к требуемому $L = L_{\text{ф}}/L_{\text{тр}}$ для всех участков, вычисленные из соотношения:

$$\overline{L}_1 = L_{1\text{ф}}/L_{1\text{тр}}; \quad \overline{L}_2 = L_{2\text{ф}}/L_{2\text{тр}}; \ \ldots; \ \overline{L}_n = L_{n\text{ф}}/L_{n\text{тр}}.$$

Для концевого участка (см. рис. III.5), например для участка 2 с наименьшим L (на этом участке не потребуется дросселирование), вычисляют сопротивление при требуемом расходе воздуха.

Сопротивления транзитных участков при требуемых расходах воздуха определяют по формулам

$$P_{n+1\text{тр}} = \frac{P_{n+1\text{ф}}}{\overline{L}^2_{n+1}}; \quad P_{n+2\text{тр}} = \frac{P_{n+2\text{ф}}}{\overline{L}^2_{n+2}}; \ \ldots; \ P_{2n-1\text{тр}} = \frac{P_{2n-1\text{ф}}}{\overline{L}_{2n-1}}.$$

Требуемые сопротивления концевых дросселируемых участков находят из соотношений:

$$P_{1\text{тр}} = P_{2\text{тр}}; \quad P_{3\text{тр}} = P_{2\text{тр}} + P_{n+1\text{тр}}; \ \ldots; \ P_{n\text{тр}} = P_{n-1\text{тр}} + P_{2n-2\text{тр}}$$

и записывают в табл. III.1.

По требуемым сопротивлениям и расходам воздуха вычисляют требуемые характеристики концевых дросселируемых участков

$$K_{1\text{тр}} = \frac{P_{2\text{тр}}}{L^2_{2\text{тр}}}; \quad K_{3\text{тр}} = \frac{P_{3\text{тр}}}{L^2_{3\text{тр}}}; \ \ldots; \ K_{n\text{тр}} = \frac{P_{n\text{тр}}}{L^2_{n\text{тр}}}$$

и вносят в табл. III.1.

Таблица III.1. Результаты испытаний сети воздуховода

№ п.п.	Параметры	Номер ответвления: 1	2	3	n		n−2	n−1	n	Номер транзитного участка: n+1	n+2	n		2n−3	2n−2	2n−1
1	d или $b \times h$, мм; F, м²															
2	$L_ф$, м³/ч / м³/с															
3	$P_ф$, кгс/м²															
4	$K_ф$, кгс·с²/м⁴															
5	$L_{тр}$, м³/с															
6	$L = L_ф/L_{тр}$															
7	$P_{тр}$, кгс/м²															
8	$K_{тр}$, кгс·с²/м⁴															
9	$K_{тр} - K_ф$, кгс·с²/м⁴															
10	α, град; α^1/d^1; $b/b_{макс}$ F_1/F															
11	d_1; b, мм F_1, м²															
12	$L_з$, м³/с															
13	$\bar{L}_з = L_з/L_{тр}$															
14	$\frac{\tau_з - \tau_{ср.з}}{\tau_{ср.з}} 100$, %															

Записывают разность требуемых $K_{тр}$ и фактических $K_ф$ характеристик концевых участков. По этой разности и по известному сечению воздуховода с помощью номограммы (прил. 3[1]) определяется один из параметров: угол поворота α дроссельного клапана или относительный размер отверстия d_1/d или b/b_{max} (относительная площадь $F_д/F$) диафрагмы или шибера, устанавливаемых на ответвлениях, и полученный результат записывается в табл. III.1. По относительному размеру (по относительной площади) отверстия умножением его на соответствующий размер, соответствующую площадь) сечения ответвления определяют размер (площадь) отверстия диафрагмы d^1, мм, шибера b, мм, или площадь отверстия шибера F_1, м², и вносят в табл. III.1.

После произведенных расчетов дроссельные устройства на ответвлениях переводят в необходимое положение или устанавливают диафрагмы нужного размера и выполняют контрольные замеры расхода воздуха $L_з$, м³/с, которые также записывают в табл.

Отношение замеренного расхода воздуха $L_з$ к требуемому $L_{тр}$ вычисляют по формулам:

$$\bar{L}_{1з} = \frac{L_{1з}}{L_{1тр}}\ ;\ \bar{L}_{2з} = \frac{L_{2з}}{L_{2тр}}\ ;\ \ldots\ ;\ \bar{L}_{nз} = \frac{L_{nз}}{L_{nтр}}$$

и заносят в табл. III.3.

Среднее значение $\bar{L}_{ср.з}$ находят из соотношения

$$\bar{L}_{ср.з} = (\bar{L}_{1з} + \bar{L}_{2з} + \ldots + \bar{L}_{nз})/n.$$

Затем вычисляют расхождения n следующих отношений:

$$\frac{\bar{L}_{1з} - \bar{L}_{ср.з}}{\bar{L}_{ср.з}} 100;\ \frac{\bar{L}_{2з} - \bar{L}_{ср.з}}{\bar{L}_{ср.з}} 100;\ \ldots;\ \frac{\bar{L}_{nз} - \bar{L}_{ср.з}}{\bar{L}_{ср.з}} 100.$$

Расхождения между этими отношениями допускаются в пределах ±20% для общеобменных установок и от 0 до 10% для местных вентиляционных установок.

Пример III.1. Дано: 1) разность требуемых и фактических характеристик концевых участков сети $K_н - K_ф = 560$ кгс·с²/м²; 2) диаметр участка воздуховода круглого сечения $d = 160$ мм или размеры сторон воздуховода прямоугольного сечения $b \times h = 100 \times 200$ мм ($F = 0{,}02$ м²).

Решение. При заданных условиях угол поворота дроссель-клапана круглого сечения $\alpha = 28°$, прямоугольного сечения $\alpha = 30°$, относительные размеры дросселирующих устройств см. на номограмме прил. 3.

1) **отверстия в шибере** на воздуховоде прямоугольного сечения $b/b_{макс} = 0{,}52$; 2) отверстия в диафрагме на воздуховоде прямоугольного сечения $F_1/F = 0{,}52$; 3) отверстия в диафрагме на воздуховоде круглого сечения $d_1/d = 0{,}72$.

Абсолютные размеры отверстий дросселирующих устройств соответственно равны: $b = 0{,}52$; $b_{макс} = 52$ мм; $F_1 = 0{,}52$; $F = 0{,}0104$ м²; $d_1 = 0{,}72$; $d = 121$ мм.

Регулировка способом последовательного уравнивания отношений фактических и требуемых расходов воздуха

Регулировку по этому способу осуществляют в два этапа: по отверстиям каждого ответвления и по ответвлениям сети.

Регулировку проводят в такой последовательности:

[1] **Сотников А. Г.** Системы кондиционирования воздуха с количественным регулированием. Л., 1976.

прикрывают регулирующие устройства на ответвлениях и обеспечивают устойчивую работу приточных или вытяжных отверстий;

в двух наиболее удаленных от вентилятора отверстиях одного ответвления сети с помощью регулирующих устройств устанавливают отношение фактических расходов воздуха, равное требуемому по формуле

$$\frac{L_{1ф}}{L_{2ф}} = \frac{L_{1тр}}{L_{2тр}}, \qquad (III.7)$$

где $L_{1ф}$, $L_{2ф}$ — фактические расходы соответственно через первое и второе отверстия, м³/ч; $L_{1тр}$, $L_{2тр}$ — требуемые расходы воздуха соответственно через первое и второе отверстия, м³/с.

Принимая два отрегулированных отверстия за одно, получаем равенство

$$\frac{L_{1ф} + L_{2ф}}{L_{3ф}} = \frac{L_{1тр} + L_{2тр}}{L_{3тр}}, \qquad (III.8)$$

где $L_{3ф}$ и $L_{3тр}$ — фактический и требуемый расходы воздуха через третье отверстие, м³/ч.

Последующие отверстия регулируют исходя из условия равенства

$$\frac{L_{1ф} + L_{2ф} + \cdots + L_{n-1ф}}{L_{nф}} = \frac{L_{1тр} + L_{2тр} + \cdots + L_{n-2тр}}{L_{nтр}}. \qquad (III.9)$$

Отрегулировав все ответвления по отверстиям, производят регулировку по ответвлениям сети. Регулировку начинают с двух наиболее удаленных от вентилятора ответвлений, в которых устанавливают расход воздуха, отвечающий отношению

$$\frac{L_{отв.1ф}}{L_{отв.2ф}} = \frac{L_{отв.1тр}}{L_{отв.2тр}}, \qquad (III.10)$$

где $L_{отв1ф}$, $L_{отв2ф}$ — фактические расходы воздуха соответственно в первом и втором отверстиях, м³/ч; $L_{отв1тр}$, $L_{отв2тр}$ — требуемые расходы воздуха соответственно в первом и втором ответвлениях, м³/ч.

Остальные ответвления регулируют таким же методом.

Регулировка способом постепенного приближения к заранее заданному отношению фактического и требуемого расхода воздуха

При этом способе учитывается, что производительность вентиляционной установки после регулировки снижается на 10—20%. Поэтому регулировку производят соответственно отношениям $0{,}9 \times L_ф/L_{тр}$ или $0{,}8\ L_ф/L_{тр}$ (где $L_ф$ и $L_{тр}$ — фактическая и требуемая производительность вентиляционной установки).

Вначале устанавливают предварительное (приближенное) соответствие расхода воздуха по ответвлениям сети заданному отношению, а затем производят такую же приближенную регулировку по отдельным отверстиям каждого ответвления. После этого вновь проверяют и корректируют распределение воздуха по ответвлениям и по отверстиям. Работу продолжают в такой последовательности до тех пор, пока расхождение между отношением фактического расхода воздуха к требуемому в каждом отверстии не превысит допустимого.

После регулировки вентиляционной сети определяют изменившуюся подачу и полное давление, развиваемое вентилятором. Если подача вентилятора не соответствует требуемой, необходимый расход воздуха может быть обеспечен согласно приведенным ранее указаниям.

Пример III.2. Рассчитать диаметры диафрагм для регулировки участка приточного водопровода, показанного на рис. III.6. Данные испытаний и расчетов свести в табл. III.2.

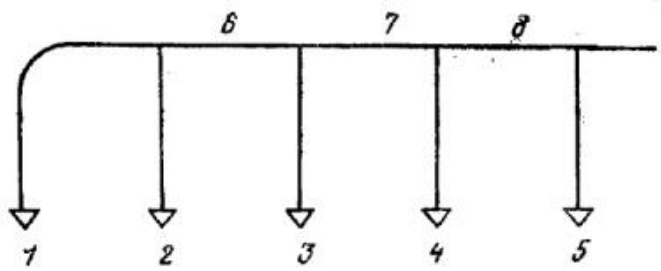


Рис. III.6. Схема участка приточного воздуховода

Таблица III.2. Данные испытаний сети воздуховода к примеру III.2

Параметры	Номер участка							
	1	2	3	4	5	6	7	8
d, мм	125	125	125	125	125	—	—	—
$L_ф$, м³/ч	450	400	450	500	500	850	1300	1800
$L_ф$, м³/с	0,125	0,111	0,125	0,139	0,139	0,236	0,36	0,5
$P_ф$, кгс/м²	14	14	18	22	24	4	4	2
$K_ф$, кгс·с²/м²	900	1140	1150	1140	1240	—	—	—
$L_{тр}$, м³/ч	350	350	350	350	350	700	1050	1400
$L_{тр}$, м³/с	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,195	0,292	0,39
$L_ф/L_{тр}$	1,29	1,14*	1,29	1,43	1,43	1,22	1,24	1,29
$P_{тр}$, кгс·с²/м²	10,8	10,8	13,5	16,1	17,3	2,7	2,6	1,2
$K_{тр}$, кгс·с²/м²	1140	1140	1430	1700	1830	—	—	—
$K_{тр} - K_ф$, кгс·с²/м²	240	0	280	560	590	—	—	—
d_1/d_2	0,87	—	0,86	0,81	0,8	—	—	—
d_1, мм	109	—	108	101	100	—	—	—

* Отношение фактического расхода воздуха к требуемому.

III.4. ИСПЫТАНИЕ ВОЗДУХОВОДОВ НА ГЕРМЕТИЧНОСТЬ С ПРИМЕНЕНИЕМ ПЕРЕНОСНОГО ВЕНТИЛЯТОРА

Общие сведения

Испытание воздуховодов на герметичность с применением переносного вентилятора производят:

при сооружении уникальных и экспериментальных зданий;

при скрытой прокладке воздуховодов в ограждающих конструкциях зданий;

при монтаже систем вентиляции и кондиционирования воздуха, требующих повышенной герметичности воздуховодов.

Применение переносного вентилятора на временном питании дает возможность проверять герметичность воздуховодов на стадии монтажа до установки и пуска основного вентиляционного оборудования, а также до устройства тепловой изоляции и закрытия воздуховодов строительными конструкциями (подшивными потолками и др.).

В качестве переносного вентилятора можно использовать центробежный вентилятор любого типа № 2,5—4 с частотой вращения рабочего колеса 1400—2900 об/мин. При измерениях воздуха, проходящего через неплотности в воздуховоде, к всасывающему патрубку вентилятора присоединяют воздуховод длиной (по месту) 1—1,5 м. Диаметр воздуховода определяют с учетом скорости движения воздуха в нем 1—10 м/с при расходе, равном величине допустимой утечки воздуха.

Перед началом работ необходимо:

проверить соответствие смонтированных воздуховодов и других элементов системы проекту;

установить заглушки во всех приточных или вытяжных отверстиях и в местах присоединений незаконченных монтажом ответвлений;

определить величину допустимой утечки воздуха.

Для определения величины допустимой утечки воздуха разветвленную сеть воздуховодов установки условно разбивают на ветви. Число ветвей равно числу ответвлений, а длина каждой ветви равна длине ответвления плюс расстояние по магистрали от ответвления до вентилятора установки.

На рис. III.7 показаны сеть воздуховодов с ответвлениями (*а*) и составленная по ней расчетная схема ветвей (*б*). Величину допустимой утечки воздуха на испытываемом участке воздуховода $L_д$ (м³/ч) определяют по формуле

$$L_д = C \sum_{i=1}^{n} L_i \frac{l_i}{l_{bi}}, \qquad \text{(III.11)}$$

где C — коэффициент, величина которого зависит от требований герметичности: для металлических воздуховодов не более 0,02; для воздуховодов в строительном исполнении не более 0,05; n — число ветвей, испытываемого участка воздуховода; L_i — расчетный (проектный) расход воздуха, проходящего через ветвь, м³/ч; l_i — длина испытываемого участка ветви, м; l_{bi} — длина ветви, м.

Для определения фактических утечек воздуха переносную вентиляционную установку присоединяют к испытываемому воздуховоду в соответствии со схемой, показанной на рис. III.8.

Величину утечек воздуха можно ориентировочно определить по формуле

$$L_ф = L_п \left(\frac{P_{ст.р}}{P_{ст.и}}\right)^r - L_в \sqrt{\frac{P_{ст.р}}{P_{ст.макс}}}, \qquad \text{(III.12)}$$

где $L_п$ — расход воздуха испытываемого участка сети, м³/ч; $L_в$ — расход воздуха, проходящего через неплотности в кожухе переносного вентилятора и в присоединительном воздуховоде, определяемый при заглушенном свободном

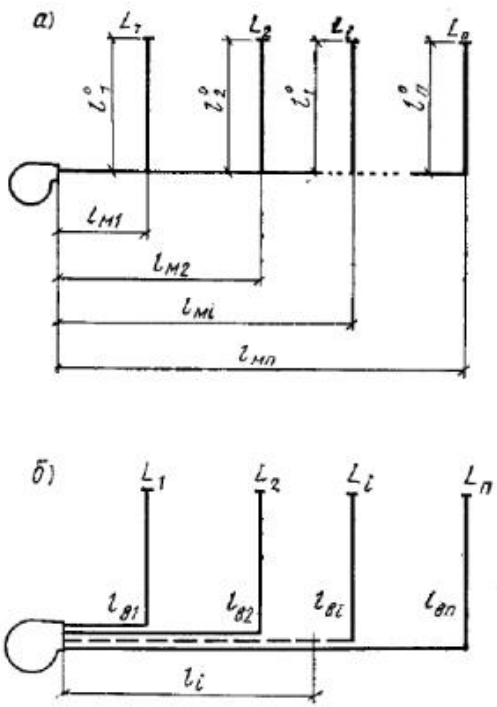


Рис. III.7. Схемы сети воздуховодов

L_1, L_2, ..., L_i,..... L_n — расчетные (проектные) расходы воздуха м³/ч; $l_{м_1}$,..... $l_{м_2}$,..., $l_{м_i}$,..., $l_{м_n}$ — магистральные участки, м: l^0_1, l^0_2,..., l^0_i,..., l^0_n — ответвления, м; l_{b1}, l_{b2},..., l_{bi},..., l_{bn} — ветви, м

конце присоединительного воздуховода, м³/ч; $P_{ст.макс}$ — статическое давление в присоединительном воздуховоде при заглушенном его свободном конце, кгс/м²; $P_{ст.и}$ — статическое давление воздуха в испытываемом воздуховоде, кгс/м²; $P_{ст.р}$ — расчетное (проектное) статическое давление воздуха в испытываемом воздуховоде, кгс/м²; r — показатель степени, зависящий от режима истечения воздуха через неплотности в воздуховоде (определяется экспериментально).

При турбулентном режиме истечения воздуха, который образуется, например, в отверстиях гидравлическим радиусом 5 мм при статическом давлении воздуха в воздуховоде $P_{ст} \geqslant 1$ кгс/м², показатель степени $r = 0{,}5$. При других режимах истечения воздуха через неплотности в воздуховоде показатель степени r находится в пределах $0{,}5 < r < 1$. Для определения показателя степени r замеряют расходы воздуха при двух-трех значениях статического давления воздуха в испытываемом воздуховоде. Затем на логарифмической

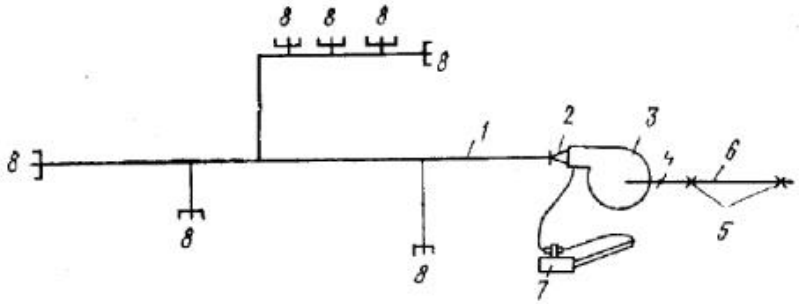


Рис. III.8. Схема присоединения переносной вентиляционной установки к испытываемому воздуховоду

1 — испытываемый воздуховод; *2* — присоединительный воздуховод; *3* — установка переносного вентилятора; *4* — дросселирующее устройство; *5* — возможные места измерения расходов воздуха; *6* — воздуховод для измерения расходов воздуха; *7* — микроманометр для измерения величин статического давления в воздуховоде или в присоединительном воздуховоде; *8* — заглушки

сетке строят график зависимости расхода воздуха $L_и$, м³/ч, от статического давления воздуха в испытываемом воздуховоде $P_{ст.и}$, кгс/см² (рис. III.9).

По тангенсу угла наклона прямой, проведенной по экспериментальным точкам, определяется показатель степени $r = \operatorname{tg}\alpha$. Если фактическая утечка воздуха в испытываемом воздуховоде $L_ф$ равна или меньше допустимой утечки $L_д$, воздуховод имеет требуемую герметичность. При $L_ф > L_д$ необходимо выявить места утечки воздуха и устранить обнаруженные неплотности. Предварительное выявление мест утечки воздуха производят визуальным осмотром воздуховода при работающей переносной вентиляционной установке.

В тех случаях, когда устранение утечек воздуха, выявленных внешним осмотром, не дает результата, проводят задымление воздуха, нагнетаемого переносной вентиляторной установкой в испытываемый воздуховод. Выявление мест утечки воздуха и инструментальную проверку воздуховода на герметичность продолжают до тех пор, пока фактическая величина утечки воздуха не будет меньше или равна допустимой.

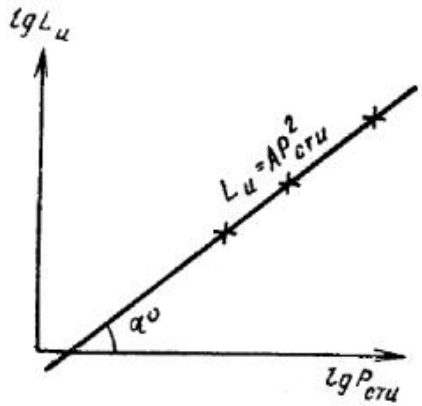


Рис. III.9. График зависимости расхода воздуха $L_и$, м³/ч, от $P_{стц}$, кгс/м²

Последовательность проведения инструментальной проверки:

измеряют расход (утечку) воздуха, проходящего через возможные неплотности в кожухе переносного вентилятора и в присоединительном воздуховоде $L_в$ (м³/ч), и статическое давление в присоединительном воздуховоде $P_{ст.маке}$ (кгс/м²), заглушив для этого свободный конец присоединительного воздуховода (см. рис. III.8);

присоединяют переносную вентиляторную установку к испытываемому воздуховоду в соответствии со схемой на рис. III.8 и измеряют расход воздуха $L_и$ (м³/ч) и статическое давление воздуха $P_{ст.и}$ (кгс/м²) в испытываемом воздуховоде. Расход воздуха измеряют при 2—3 значениях статического давления в испытываемом воздуховоде, для чего производят дросселирование в воздуховоде, присоединенном на всасывающей стороне переносного вентилятора.

III.5. ИСПЫТАНИЕ И РЕГУЛИРОВАНИЕ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

Общие сведения

Испытание и наладка воздухораспределительных устройств осуществляется в тех случаях, когда по результатам санитарно-гигиенического обследования помещения параметры воздуха в рабочей зоне или зоне возможного пребывания людей не соответствуют установленным санитарным нормам или технологическим требованиям. Цель наладки воздухораспределительных устройств — обеспечить в рабочей зоне помещения требуемые по нормам подвижность воздуха и равномерное распределение температуры.

Наладка воздухораспределительных устройств является завершающим этапом наладки систем вентиляции или кондиционирования воздуха и выполняется при следующих условиях:

1. Общее количество подаваемого в помещение и удаляемого из него воздуха соответствует проектным данным или количествам, установленным в результате выполнения наладочных работ.

2. Количество воздуха, подаваемого через каждый воздухораспределитель, установленный в данном помещении, соответствует расчетным значениям.

3. Фактические значения теплоизбытков в помещении и рабочая разность температур соответствуют проектным.

Соблюдение требований п. 3 обязательно при наладке воздухораспределения систем кондиционирования воздуха. При наладке воздухораспределения систем приточной вентиляции расхождение в значениях фактических теплоизбытков с принятыми по проекту допускается в пределах не более 20—25%.

В производственных помещениях (цехах) большого объема при равномерном распределении по площади источников тепловыделений и однотипных воздухораспределительных устройств испытание и наладку воздухораспределителей допускается осуществлять в одном или двух смежных строительных модулях здания, определяемых сеткой колонн. В зданиях общественно-коммунального назначения, имеющих большое число однотипных модульных помещений, испытание и наладку воздухораспределения производят в одном из помещений каждого модуля здания. Результаты испытаний, проведенных в отдельных модулях здания, а также разработанные на основе этих испытаний мероприятия по наладке распространяются на все аналогичные модули данного здания.

Подготовительные работы и последовательность их проведения

1. Ознакомление по справочным данным с характеристикой воздухораспределительного устройства и начальной расчетной темпера-

турой подаваемого воздуха для предварительного воспроизводства на плане и в разрезе помещения (модуля) предполагаемой траекторией струи и схемы циркуляции воздуха в помещении. При отсутствии опыта предварительные данные о траектории струи, ее классификации (компактная, веерная, плоская, стесненная, настилающаяся и др.), а также о вероятной схеме циркуляции воздуха в помещении могут быть составлены по данным, приведенным в «Инструкции по выбору и расчету систем воздухораспределения» серия АЗ-669.

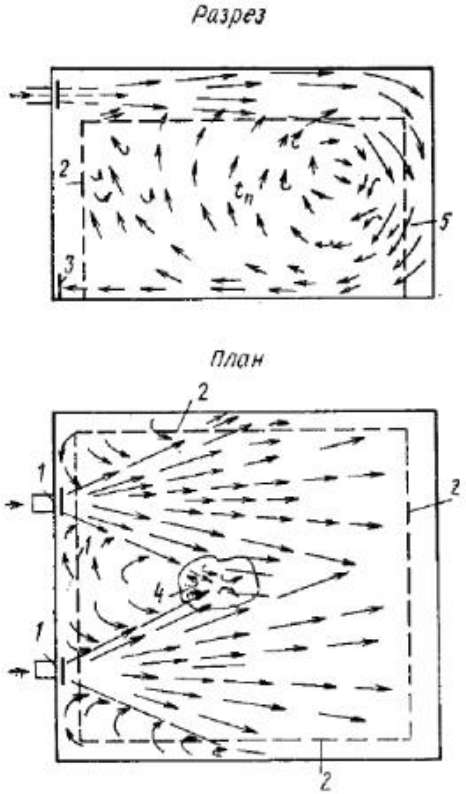


Рис. III.10. Схема циркуляции воздуха в помещении

1 — приточная решетка; *2* — граница обслуживаемой зоны; *3* — вытяжная решетка; *4* — зона завихрения; *5* — зона образования обратных потоков

2. Нанесение предполагаемой траектории приточных струй и схемы циркуляции воздуха в помещении на план и разрез помещения условными обозначениями в виде стрелок, показывающих направление движения воздуха (рис. III.10).

3. Проверка и корректировка предварительно намеченных траекторий приточных струй и схемы циркуляции воздушных потоков в помещении методом визуальных наблюдений. В зависимости от размеров помещений и местных условий визуальные наблюдения осуществляются задымлением воздуха по зонам или наблюдениями за направлением отклонения тонкой нити длиной 2—4 м, закрепленной на конце державки.

4. Определение зоны прямого (непосредственного) воздействия приточных струй, в пределах которой скорости колеблются от максимальной расчетной до 0,5 ее значения.

При визуальных наблюдениях особое внимание следует уделить выявлению пространств рабочей зоны с максимальными значениями скорости движения воздуха в них. Расположение этих пространств,

как правило, наблюдается в местах внедрения приточных струй в рабочую зону и в местах образования настильных обратных потоков и завихрений, возникающих при слиянии двух параллельных или направленных под острым углом струй. В отмеченных пространствах с повышенными скоростями воздуха при составлении программы испытания предусматривается расположение контрольных точек для измерения параметров воздуха.

5. Составление программы испытания с уточнением расположения и числа контрольных точек и измеряемых параметров (температуры, влажности, подвижности) назначается в зависимости от размера помещения, равномерности теплонапряженности по его площади, числа рабочих мест и расположения оборудования.

Ориентировочное число контрольных точек определяют следующим образом. Площадь пола помещения условно разбивают на квадраты или прямоугольники (в зависимости от формы помещения) с шагом, равным 0,05—0,1 размера сторон помещения. Контрольные точки располагают в центре каждого квадрата (прямоугольника), а также у постоянных рабочих мест. Кроме того, контрольные точки располагают в местах внедрения приточных струй в рабочую зону и в местах с повышенной подвижностью воздуха, выявленных визуальными наблюдениями.

В контрольных точках параметры воздуха измеряют на верхнем уровне рабочей зоны, т. е. на высоте 1,5—2 м от отметки пола или рабочей площадки. Выбранное расположение контрольных точек, снабженных порядковыми номерами, наносят принятыми условными обозначениями на планы помещений или модулей. Число повторных измерений (циклов) параметров воздуха устанавливается программой работ в зависимости от назначения помещений и местных условий. При наладке вентиляции в помещениях промышленных предприятий ограничиваются двумя-тремя циклами измерений, осуществляемых после наладки и фиксирующих достижение в рабочей зоне требуемых по санитарным нормам условий. Температура и подвижность воздуха измеряются одновременно в каждой точке электротермоанемометром. При определении относительной влажности воздуха измеряют температуру воздуха «по сухому» и «мокрому» термометрам аспирационным психрометром.

Проведение испытания и обработка материала

Число участников испытания определяют в зависимости от числа намеченных контрольных точек и необходимости обеспечить максимально одновременную регистрацию параметров воздуха во всех точках. При этом учитывают, что два техника-наладчика (одно звено) должны измерить и записать в рабочий журнал значения температуры, влажности и подвижности воздуха. Для выполнения этой работы и на переход от одной точки до другой необходимо около 5 мин, а общая продолжительность одного цикла измерений при достаточной стабильности теплового или влажностного режима помещения не должна превышать 20—30 мин.

После испытания отрабатываются записи, сделанные в рабочих журналах, и заносятся в табл. III.3.

Параметры, указанные в таблице, вычисляют в соответствии с уравнениями (табл. III.3):

Таблица III.3. Результаты испытания и наладка воздухораспределительных устройств

Значения параметров	Цех, помещение						Предприятие						
	Количество приточного воздуха, м³/ч		Начальные параметры выпуска воздуха			Температура удаляемого воздуха, $t_{уд}$, °С	Параметры воздуха в рабочей зоне						
							подвижность v, м/с			температура t, °С			
	всего по помещению	На 1 воздухораспределитель	v_0, м/с	t_0, °С	φ, %		максимальная	минимальная	средняя	максимальная	минимальная	средняя
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
По проекту (или санитарным нормам)												
До наладки												
После наладки												

Продолжение табл. III.3

Значения параметров	Цех, помещение												Примечание
	Параметры воздуха в рабочей зоне			Колебания параметров воздуха в рабочей зоне		Квадратичные колебания параметров в рабочей зоне		Значения коэффициентов					
	влажность φ, %												
	максимальная	минимальная	средняя	$\pm\Delta v$, м/с	$\pm\Delta t$, °С	σ_v	σ_t	K_v	K_t	$\bar{F}$	$K_э$		
1	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	
По проекту (или санитарным нормам)													
До наладки													
После наладки													

$$\pm\Delta t = (t_{макс} - t_{мин})/2; \quad \pm\varphi = (\varphi_{макс} - \varphi_{мин})/2;$$

$$\sigma_t = \sqrt{(\Sigma t_x - t_{ср})^2/z}; \quad \sigma_v = \sqrt{(\Sigma v_x - v_{ср})^2/z},$$

K_t и K_v — коэффициенты, характеризующие степень равномерности распределения температуры t и скорости движения воздуха v по рабочей зоне; $K_t = \sigma/t_{ср}$; $K_v = \sigma/v_{ср}$; $K_э$ — коэффициент, характеризующий эффективность организации воздухообмена:

$$K_э = (t_{уд} - t_0)/(t_{ср} - t_0);$$

$$\bar{F} = (\Sigma z_{зад})/z,$$

где $z_{зад}$ — число контрольных точек с параметрами, соответствующими заданным; F — коэффициент, характеризующий долю площади помещения, на которой обеспечиваются заданные условия

При наладке воздухораспределения систем вентиляции общего назначения определяют параметры, указанные в графах 4, 5, 8—13 и 17 табл. III.3. В остальных случаях число параметров, которые необходимо измерить, и значения, которые следует вычислить, определяют принятой программой работ.

Наладка воздухораспределительных устройств

Если по данным табл. III.3 фактические параметры воздуха в рабочей зоне помещения или значения коэффициентов, характеризующих степень равномерности распределения этих параметров по площади (см. табл. III.3, графы 21—24), будут до выполнения наладочных работ существенно отличаться от принятых по проекту (или от действующих санитарных норм), то система воздухораспределения подлежит наладке.

На первом этапе наладки определяют степень неравномерности скоростей воздуха на выходе его в помещение из воздухораспределителя по предварительно установленному скосу или отклонению задымленной приточной струи от заданной траектории. Скорость воздуха измеряют электротермоанемометром, чашечным или крыльчатым анемометром или пневмометрической трубкой. Прибор выбирают в зависимости от конструкции воздухораспределителя. Данные измерения являются ориентировочными и могут быть использованы только для выявления общей картины распределения поля скоростей. Точки измерения, в зависимости от формы воздухораспределителя, располагаются по двум взаимно перпендикулярным диаметрам или осевым линиям сторон в плоскости воздуховыпускного отверстия. Необходимость выравнивания скоростей определяются степенью их колебания, которая не должна превышать ±30% среднего значения скоростей. При большей неравномерности скоростей аэродинамические характеристики воздухораспределителей, принимаемые при их расчете, искажаются, и в связи с этим заданные расчетные параметры воздуха в рабочей зоне помещения не могут быть обеспечены.

Неравномерность поля скоростей (образование скошенного потока воздуха) вызывается, как правило, отсутствием спрямляющего участка воздуховода до воздухораспределителя. Чтобы получить требуемое поле скоростей, длина спрямляющего участка должна быть равна не менее 3—4 диаметрам патрубка воздухораспределителя. Образование неравномерного поля скоростей особенно харак-

терно для воздухораспределителей с малыми значениями коэффициентов местного сопротивления и работающих без существенного подпора в сети.

При наладочных работах возможность выравнивания поля скоростей устройством спрямляющих участков перед воздухораспределителями по конструктивным соображениям, как правило, исключается. Более реальным мероприятием является искусственное увеличение сопротивления проходу воздуха через воздухораспределители для повышения подпора в сети и выравнивания распределения по ней воздуха. Последнее достигается установкой между фланцами воздухораспределителей и примыкающих к ним патрубков перфорированных листов, металлических сеток, сокращающих площадь живого сечения для прохода воздуха или диафрагм. Необходимое живое сечение перфорации или ячеек сеток определяется экспериментально методом подбора. Круглые диафрагмы подбирают соответствующим пересчетом сети с учетом фактического значения коэффициента местного сопротивления (КМС) данного воздухораспределителя. Фактическое значение КМС ζ вычисляется по соотношению

$$\zeta = H_{\text{п}}/H_{\text{д}}, \qquad \text{(III.13)}$$

где $H_{\text{п}}$ и $H_{\text{д}}$ — соответственно, полное и динамическое давления, замеренные в патрубке воздухораспределителя.

Воздухораспределительные устройства по своему назначению подразделяются на следующие основные типы: регулирующие решетки; потолочные воздухораспределители (плафоны, анемостаты); воздухораспределители перфорированные; воздухораспределители для сосредоточенной подачи воздуха.

Особенности наладки различных типов воздухораспределителей

Регулирующие решетки. Конструкция регулирующих решеток позволяет регулировать количество воздуха, изменять направление выпуска (струи) и угол раскрытия выходящего воздушного потока. Это обеспечивается соответствующими конструктивными решениями решеток. Например, регулирующая решетка типа РР (рис. III.11) состоит из двух основных элементов:

запорно-регулирующей решетки *1*, включающей многостворчатый регулятор расхода и направляющий аппарат *2* в виде ряда неподвижных ребер, обеспечивающих выпуск воздуха под прямым углом к плоскости решетки;

приточного насадка, являющегося комплектующим элементом к запорно-регулирующей решетке.

Решетки комплектуются следующими типами приточных насадок:

регулятором направления *3*, позволяющим поворотом направляющих створок отклонять выходящий поток в вертикальной плоскости на угол до 30° от горизонтальной оси;

рассеивающей решеткой *4*, увеличивающей угол раскрытия выходящего воздушного потока в горизонтальной плоскости;

декоративной решеткой *5*, предназначенной для улучшения архитектурно-эстетического оформления приточного отверстия.

Наладки воздухораспределения с помощью регулирующих решеток производят по следующей схеме. После распределения воздуха по воздуховодам, питающим воздухораспределители при полностью открытых регуляторах расхода на решетках, приступают к общему распределению воздуха по решеткам. В зависимости от схемы установки решеток соответственно ведут и регулировку. При магистральной схеме установки решеток в воздуховоде регулировку начинают с первой по направлению движения воздуха решетки. Отрегулировав требуемое количество воздуха, повернув специальным ключом регулятор расхода на определенный угол, регулируют следующую по направлению движения воздуха решетку и т. д. Отрегулировав все решетки данного ответвления воздуховода, проверяют еще раз количество воздуха на первой решетке. Если расхождения по сравнению с первым замером не превышают 10%, то даль-

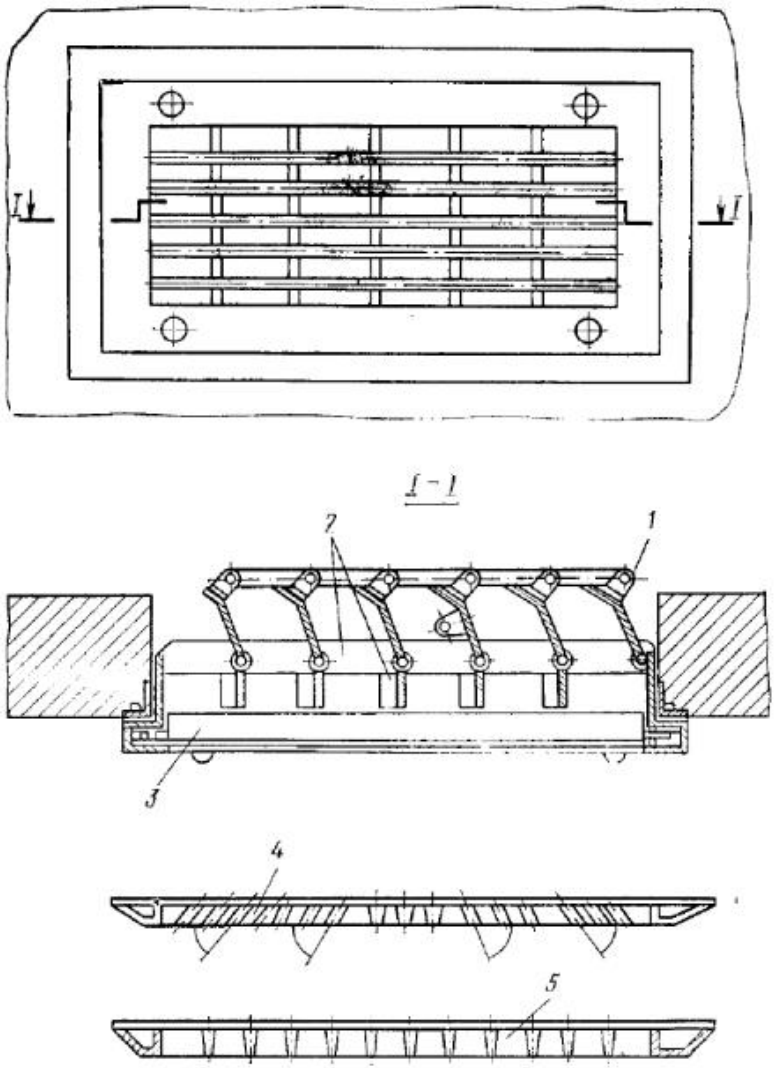


Рис. III. 11. Регулирующая решетка типа РР

нейшую подрегулировку можно не производить. В случае больших расхождений необходимо в том же порядке произвести подрегулировку. Общее количество воздуха, выходящее из решетки, измеряют анемометром с помощью вспомогательного приставного патрубка длиной в один колибр, соответствующего по габаритам размеру решетки. Анемометр необходимо равномерно водить в течение всего времени измерения по площади патрубка, так как воздушный поток может быть неравномерным.

При тупиковой схеме расположения регулирующих решеток регулировку общего количества воздуха начинают с последней решетки по направлению движения воздуха, расположенной на данном ответвлении воздуховода. В этом случае вторичные замеры после регулировки всех решеток на данном ответвлении, как правило, дают значительные расхождения и возникает необходимость во второй, а иногда и в третьей подрегулировке.

После распределения воздуха по решеткам выравнивают воздушный поток, выходящий из решеток. Регулировку равномерности ведут подгибанием направляющих пластин до тех пор, пока скорости воздуха в каждой вертикальной ячейке решетки не будут одинаковыми. При этом пластины регулятора направления *3* (см. рис. III.11) устанавливают строго горизонтально, а рассеивающую решетку *4* или декоративную *5*, если они применяются, при выравнивании воздушного потока, снимают. Регулирование равномерности скорости воздушного потока ведут с точностью 10% требуемой средней скорости.

Скорость измеряют электротермоанемометром или микроанемометром, следя за тем, чтобы носик пневмометрической трубки был установлен строго перпендикулярно решетке и на уровне кромки направляющих пластин.

Следует учитывать, что при установке рассеивающих решеток *4* может уменьшиться общее количество воздуха, подаваемого через решетки из-за некоторого увеличения их местного сопротивления. Если количество воздуха уменьшается более чем на 10%, увеличивают общий расход воздуха на данное ответвление воздуховода, до восстановления прежнего расхода по каждой решетке.

Отрегулировав равномерность скорости воздушного потока, регулируют направление приточного факела. Для этого в зависимости от выбранной схемы поворотом жалюзи регулятора направления *3* (см. рис. III.11) придают факелу направление в горизонтальной плоскости. Затем, если это предусмотрено схемой, устанавливают рассеивающую решетку *4*, создающую веерную струю. Иногда рассеивающие решетки снабжаются поворотными жалюзи. Поворотом жалюзи придают факелу веерную форму с требуемой дальнобойностью. Затем в соответствии с намеченной программой работ измеряют фактические параметры воздуха, установившиеся в рабочей зоне помещения. Обработанные результаты этих измерений заносят в табл. III.3 и сопоставляют с соответствующими показателями, принятыми по проекту или установленными санитарными нормами. Если эти показатели сходятся, наладка считается законченной. В противном случае проводят подрегулировку системы воздухораспределения.

При регулировании решеток необходимо учитывать требования, обеспечивающие бесшумность выпуска воздуха, определяемого значением допустимых скоростей воздуха на входе в решетку (см. главу VI).

Воздухораспределители потолочного типа. Особенность воздухораспределителей потолочного типа в отличие от регулирующих решеток заключается в том, что бóльшая часть из них равномерно распределяет скорости воздуха на выходе его в помещение. Это исключает необходимость устраивать регуляторы неравномерности и выполнять при наладке соответствующую регулировку. Кроме того, у значительной группы потолочных воздухораспределителей, принцип работы которых основан на создании закрученных струй (типа

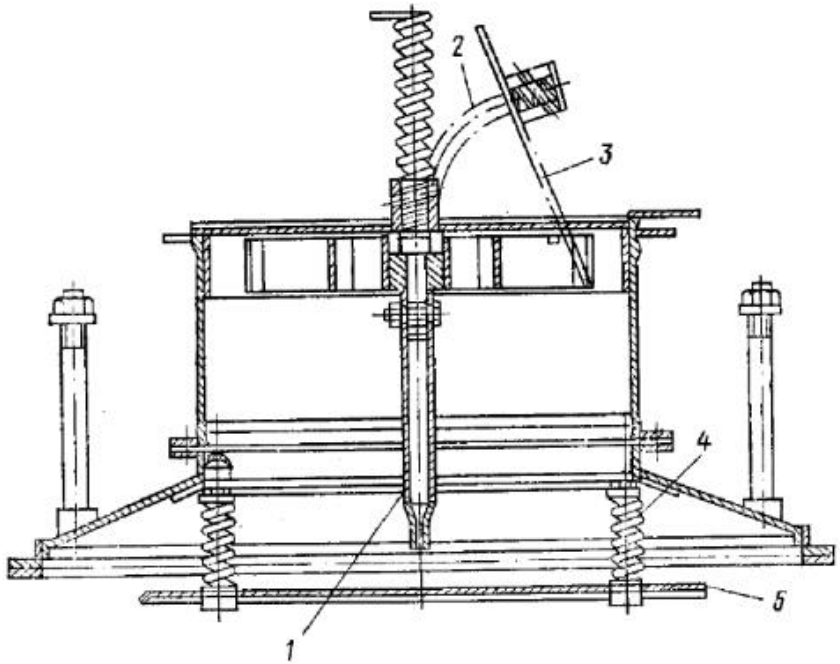


Рис. III.12. Потолочный воздухораспределитель

ВЭЦ, ВЭС, ВЭПа, ВПЭП и др.), благодаря повышенному значению коэффициента их местного сопротивления подпор, образующийся в сети, в большинстве случаев исключает необходимость устраивать регуляторы расхода воздуха и производить при наладке соответствующую количественную регулировку.

В отдельных случаях при тупиковых схемах установки воздухораспределителя расход регулируется с помощью дроссель-клапанов или шайб, устанавливаемых на тупиковых участках, гидравлически не увязанных при расчете сети. У всех остальных типов воздухораспределителей и тем более при их установке по магистральной схеме наличие регуляторов расхода является обязательным .

У большинства потолочных воздухораспределителей отечественного производства (рис. III.12), а также зарубежного регулятором расхода является закрепленный на шарнире щиток *3*, положение которого при регулировке устанавливается вращением штока *1*, соединенного со щитком изгибающейся пружиной *2*. Шток вращается специальным ключом, вставляемым в шток со стороны поме-

щения. При наличии у воздухораспределителя регулирующего экрана *5*, предназначенного для изменения направления струи, управление им осуществляется винтами *4*. Если у воздухораспределителей отсутствуют регуляторы расхода и возникает необходимость в регулировке, используются средства, рекомендованные для приточных решеток. Последовательность осуществления количественной регулировки приточных воздухораспределителей и порядок проведения испытания те же, что и при воздухораспределении с выпуском воздуха через решетки.

Воздухораспределители перфорированные. Воздухораспределители перфорированные изготавливают в виде перфорированных панелей, располагаемых, главным образом, в плоскости подшивных потолков или у стен, а также в виде круглых воздуховодов с частично перфорированной поверхностью.

Основные значения коэффициентов живого сечения перфорированной поверхности следующие: для панелей 0,092—0,002; для воздуховодов 0,092—0,046.

Цель наладки перфорированных устройств — создать равномерное распределение воздуха по перфорированным панелям или воздуховодам. При неравномерном распределении воздуха, когда скорости выхода воздуха на различных участках отличаются друг от друга более чем на 25—30%, все преимущества перфорированных устройств теряют свой смысл, так как в рабочей зоне образуются участки с повышенной подвижностью воздуха или с пониженной температурой.

Для распределения воздуха по потолочным или пристенным панелям, как правило, предусматривают сеть воздуховодов, которая обеспечивает подачу к каждой изолированной панели заданного количества воздуха специальным патрубком с регулирующими устройствами. В противном случае при выпуске приточного воздуха по всей площади перфорированного потолка получить нужный эффект не удается. Скорости выхода воздуха на отдельных участках перфорации потолка могут в несколько раз превышать заданные.

То же относится и к перфорированным воздуховодам. Для равномерного распределения воздуха по отдельным секциям перфорированного воздуховода необходима соответствующая регулировка расходов воздуха. В противном случае при больших начальных скоростях движения воздуха в корне воздуховода первые перфорированные его участки будут работать на подсос из помещения, а в средних и последних участках скорости возрастут и выйдут за пределы допустимых.

В отдельных случаях равномерное распределение скоростей движения воздуха по площади перфорированных панелей можно регулировать, сократив эту площадь экранами из жести, накладываемыми на перфорированную поверхность панели с внутренней ее стороны. После такой регулировки проверяют расход воздуха и в случае его сокращения производят подрегулировку установки с использованием сетевых регулирующих устройств. Скорости движения воздуха для определения относительной равномерности их распределения по перфорированной поверхности измеряют крыльчатым анемометром, непосредственно приставляя к поверхности обечайку прибора.

Воздухораспределители для сосредоточенной подачи воздуха

Для сосредоточенной подачи воздуха чаще применяется воздухораспределитель типа ВЭС, создающий закрученную струю. Как уже указывалось, воздухораспределители этого типа не требуют практически никакой регулировки. Возможные несоответствия фактических параметров воздуха в рабочей зоне помещения их проектным значениям возникают вследствие несоблюдения при монтаже расчетного угла наклона воздухораспределителя к линии горизонта или ошибок, допущенных при расчете воздухораспределения.

Соответствие расчетного угла установки воздухораспределителя фактическому следует проверять до начала наладочных работ.

Если при наладке воздухораспределителя фактическое количество подаваемого в помещение воздуха соответствует фактическому значению теплоизбытков, а также правильно запроектирована система воздухораспределения, то в результате наладки принятые проектом параметры для рабочей зоны помещения будут обеспечены. При производстве наладочных работ могут иметь место и такие характерные случаи:

1) к моменту наладки системы теплоизбытки еще не достигли проектного уровня, а составляют только часть его;

2) фактические теплоизбытки превышают проектные значения;

3) после наладки при достигнутом соответствии фактических количеств подаваемого воздуха и других параметров, определяющих работоспособность системы воздухораспределения, их расчетным значениям, в помещении отмечается недогрев рабочей зоны помещения при температуре подаваемого воздуха выше температуры окружающей среды или образование мест с дискомфортными условиями (повышенная подвижность воздуха и низкие температуры) при температуре подаваемого воздуха ниже температуры окружающей среды.

В зависимости от того, с каким из этих случаев встречаются при наладке, принимаются и соответствующие решения.

В первом случае, т. е. когда теплоизбытки в помещении к моменту наладки системы еще не достигли проектного уровня (не установлено оборудование или не освоен технологический процесс), но в дальнейшем он будет достигнут, наладку производят согласно вышеприведенной схеме (см. табл. III.2), сохранив заданное количество воздуха, но уменьшив его рабочую разность температур. В этом случае не следует уменьшать количество приточного воздуха и делать пересчет системы до достижения полной тепловой нагрузки в помещении.

Однако могут встретиться случаи, когда теплоизбытки в помещении не достигли проектного уровня и их увеличение не предполагается (например, изменился технологический процесс, заменено оборудование и т. д.). В этом случае, зная действительные теплоизбытки в помещении (расчетные или результаты проведенного воздушного теплового баланса), не приступив к наладке, производят соответствующий пересчет всей системы воздухораспределения и после выполнения необходимых монтажных работ осуществляют наладку по вышеприведенной схеме (см. табл. III.2).

Чаще встречается второй случай, когда фактическая тепловая нагрузка превышает расчетную ассимиляционную способность сис-

темы и не соответствует принятой схеме воздухораспределения. Здесь также, зная действительные теплоизбытки, начинают с полного пересчета системы. Вначале рекомендуется рассчитать вариант с увеличением рабочей разности температур при том же количестве приточного воздуха. Затем, если этого окажется недостаточно, увеличивают количество приточного воздуха. При этом следует помнить, что каждая схема воздухораспределения имеет ограниченные возможности, за пределами которых в рабочей зоне помещений уже не могут быть обеспечены условия, заданные санитарными нормами. В этом случае повышается подвижность воздуха в рабочей зоне, увеличиваются отклонения локальных значений температур от заданных. Поэтому, если расчет показывает, что возможности этой схемы воздухораспределения уже полностью исчерпаны, то необходимо переходить на другую систему, даже если это вызовет значительные переделки. Если средствами наладки невозможно обеспечить требуемые параметры воздуха в рабочей зоне, то перепроектирование систем по материалам наладки выполняет проектная организация (автор проекта).

В третьем случае возникновение указанных явлений является следствием закономерностей развития неизотермических струй, при которых нагретая струя, изгибаясь, направляется вверх, а охлажденная струя падает вниз. При этом общая длина траектории струи, а также средняя температура воздуха в ее сечении находятся в прямой зависимости от начальной скорости выпуска воздуха. С увеличением скорости длина траектории увеличивается, а средние температуры воздуха в сечении струи уменьшаются при нагретых струях и повышаются при охлажденных.

При расчете воздухораспределителей закономерности неизотермических струй, естественно, учитываются. Однако в связи с приближенностью этих расчетов принятые ими параметры воздуха в рабочей зоне помещений без предварительного проведения наладочных работ обеспечиваются далеко не во всех случаях.

При производстве наладочных работ для достижения требуемых параметров воздуха в рабочей зоне можно использовать следующие средства: изменить направления приточных струй, увеличить или уменьшить начальные скорости выпуска воздуха, а также оба средства одновременно. При выборе средств наладки учитывается также трудоемкость монтажных работ.

В описанном выше третьем случае недогрев рабочей зоны при подаче воздуха нагретыми струями можно устранить увеличением угла наклона струй вниз, а возможно, одновременно и увеличением начальных скоростей выпуска воздуха в помещение до значений, при которых струи воздуха достигают рабочей зоны. В местах внедрения струи в помещения параметры воздуха должны соответствовать санитарным нормам. При подаче воздуха охлажденными струями, когда в рабочей зоне помещения образуются дискомфортные участки, их устраняют подачей воздушных струй под углом вверх, превышающим первоначальный. При этом также может возникнуть необходимость изменить начальные скорости выпуска воздуха в помещение.

Способы изменения направления струй и значения начальных скоростей выпуска воздуха в помещение, в зависимости от типов воздухораспределителей, указаны в табл. III.4.

Таблица III.4. Способы изменения направления струй и начальные скорости воздуха

Тип воздухораспределителя	Изменение направления приточных струй	Изменение начальной скорости подаваемого в помещение воздуха
Регулирующие решетки (см. рис. III.11)	Изменением угла установки лопастей регулятора направления *3* или рассеивающих решеток *4*	1. Изменением площади живого сечения решетки частичным закрытием лопастей регулятора расхода *3*. 2. Установкой экрана-заглушки до регулятора расхода *3*, или рассеивающей решетки *4*, или по декоративной решетке *5*. 3. Изменением расчетного числа действующих решеток
Потолочные воздухораспределители (см. рис. III.12)	Изменением положения регулируемого экрана или другими устройствами, предусмотренными конструкцией воздухораспределения	1. Регулятором расхода *1*. 2. Регулирующими устройствами сети (дроссель-клапанами и др.). 3. Установкой диафрагм между фланцами воздухораспределителя и патрубком. 4. Изменением расчетного числа действующих воздухораспределителей. 5. Изменением номеров воздухораспределителей
Перфорированные воздухораспределители (панели, воздуховоды)	—	1. Изменением перфорированной поверхности, наложением экранов. 2. Изменением расчетного числа самостоятельных воздухораспределителей (отдельных панелей, воздуховодов)
Воздухораспределители для сосредоточенной подачи воздуха	Изменением угла наклона патрубка перед воздухораспределителем	1. Изменением расчетного числа воздухораспределителей. 2. Изменением расчетного номера воздухораспределителей

Примечания: 1. При увеличении числа воздухораспределителей против предусмотренных проектом, изменения их номера и т. д. в связи с необходимостью перепроектирования системы эти мероприятия согласовываются с проектной организацией (автором проекта). 2. Наладка простейших видов воздухораспределителей (пристенные, приколонные, душирующие и др.) осуществляются применительно к указаниям, изложенным в табл. III.4.

Сезонная наладка и регулировка систем воздухораспределения

При наладочных работах с изменением свойств неизотермических приточных струй в зависимости от рабочего перепада температур необходима сезонная регулировка систем и, в частности, воздухораспределительных устройств. При наладке систем кондиционирования воздуха в помещениях с повышенными требованиями к подвижности воздуха и равномерному распределению температур по площади, как правило, точно соблюдают заданные параметры воздуха и обязательно выполняют сезонную регулировку.

В этом случае программой работ по согласованию с заказчиком предусматриваются соответствующие испытания, наладка и сдача системы на эффект в теплый, холодный, а в некоторых случаях и в переходный периоды года. По результатам этих испытаний разрабатывают соответствующие указания для осуществления сезонной регулировки системы. Эти указания включают в состав рабочей инструкции по эксплуатации, являющейся обязательным приложением к техническим отчетам по наладке систем кондиционирования воздуха.

III.6. ИСПЫТАНИЕ И НАЛАДКА МЕСТНЫХ ОТСОСОВ

Общие сведения

Испытание и наладку местных отсосов производят в том случае, если установлено в воздухе рабочей зоны повышенное содержание вредных выделений.

Программа испытания и наладки местных отсосов составляется с учетом: количества, качества и степени токсичности вредных выделений, улавливаемых местным отсосом, а также предполагаемой необходимости выбора того или иного способа защиты атмосферного воздуха от загрязнений выбросами от местных отсосов. Как правило, в программу входит:

1) выявить минимальный объем удаляемого отсосом воздуха, в зоне расположения которого содержание вредных выделений не превышало бы ПДК;

2) определить скорость подсоса воздуха в рабочем проеме;

3) определить коэффициент местного сопротивления местного отсоса;

4) определить коэффициент эффективности действия местного отсоса

$$\eta = G_л/G, \qquad \text{(III.14)}$$

где $G_л$ — количество вредных веществ, локализованных местным отсосом; G — общее количество вредных выделений, образующихся при работе данного технологического оборудования;

5) определить количество вредных выделений, локализованных местным отсосом;

6) определить дисперсный состав пыли при ее улавливании местным отсосом.

При незначительном выделении вредных веществ, их малой токсичности, когда нет необходимости в пыле- газоочистных устройствах, программа испытания местных отсосов может быть ограничена пп. 1—3.

До начала испытаний местного отсоса необходимо:

убедиться в исправности конструкции местного отсоса и вытяжной вентиляционной установки, к которой присоединен отсос;

детально ознакомиться с технологическим процессом, при котором выделяются вредные вещества;

определить основные характеристики работы технологического оборудования, влияющие на количество вредных выделений (например, диаметр и скорость вращения шлифовальных камней, тип, диаметр электрода и силу тока при электродуговой сварке и т. п.);

выявить выделяющиеся вредные вещества и по их токсичности отнести отсос к группе А или Б (см. главу I);

выявить характер распространения вредных выделений;

устранить возможное влияние на работу местных отсосов воздушных потоков (в том числе от приточных устройств, скорости которых не должны превышать значения, установленные санитарными нормами);

детально ознакомиться с устройством местного отсоса, чтобы оценить целесообразность принятого конструктивного решения, правильность расположения местного отсоса по отношению к источнику выделения вредных веществ.

Все недостатки и дефекты конструкции местного отсоса, влияющие на его работу, устраняются.

Если во время подготовительных работ обнаруживается, что конструкция местного отсоса нецелесообразна или что он неправильно расположен, то определяют источник и характер выделения вредных веществ. Затем составляют эскиз более рациональной конструкции местного отсоса или более целесообразной привязки его к источнику выделения вредных веществ и согласовывают измененную конструкцию с технологами. Опытный отсос с дросселирующим устройством монтируют на одном из подобных технологических аппаратов и присоединяют его на время испытаний к воздуховоду существующей местной вытяжной вентиляционной установки или специально смонтированной на время испытаний временной переносной установки.

При разработке конструкции опытного отсоса для предварительного определения количества воздуха, которое должно удаляться местным отсосом, рекомендуется воспользоваться имеющимися экспериментальными или нормативными данными. Диаметр патрубка опытного отсоса следует подбирать с учетом предварительно определенного количества воздуха. При наличии у технологического оборудования местных отсосов разных типоразмеров испытывают только один отсос из каждой группы однотипных и одноразмерных отсосов.

Отсосы группы А испытывают при наиболее неблагоприятном режиме работы технологического оборудования, предусмотренном регламентом.

Оптимальный объем воздуха, обеспечивающий для отсосов группы А полное улавливание выделяющихся вредных веществ, определяют способом искусственного задымления подтекающего к рабочему проему воздуха или воздуха внутренней полости опытного образца. При этом движение дыма по всей плоскости рабочего проема отсоса или рабочего проема аспирируемого укрытия оборудования должно быть направлено из помещения в проем. Скорость подтекания дыма в проем по визуальной оценке должна быть мини-

мальной, но исключающей возможность образования обратных потоков и поступления вредных веществ в помещение. Определив оптимальное количество воздуха, замеряют статическое, скоростное и полное давление в патрубке отсоса ($P_{ст}$, $P_{ск}$, $P_{п}$, кгс/м²), среднюю скорость воздуха в рабочем проеме (отверстии) отсоса ($v_{ср}$, м/с). Если среднюю скорость в рабочем проеме (отверстии) нельзя замерить, то ее определяют по формуле

$$v_{ср} = \frac{L}{3600\,f}, \qquad (III.15)$$

где f — площадь рабочего проема (отверстия) местного отсоса, м².

По замеренному значению скоростного давления ($P_{ск}$) вычисляют оптимальный объем отсоса, м³/ч, и значение коэффициента местного сопротивления отсоса $\xi = P_{п}/P_{ск}$.

Значения коэффициента эффективности местного отсоса $\eta = 1$ проверяют по содержанию вредных выделений в воздухе, подтекающем в отсос. Точка для отбора проб воздуха должна располагаться вблизи местного отсоса, в зоне действия спектра всасывания, предварительно определяемой визуально задымлением подтекающего к отсосу воздуха. Наиболее целесообразно эту проверку производить в нерабочее время, когда в помещении отсутствуют как одноименные вредности, так и какие-либо другие поступления вредных выделений. В этом случае при значении $\eta = 1$ содержание вредных веществ в подтекающем воздухе практически должно равняться 0.

В обычных производственных условиях при наличии в помещении общего фона загазованности или запыленности воздуха необходимо помимо содержания вредных веществ в подтекающем воздухе определить среднее содержание вредных выделений в общем фоне помещения вблизи испытываемого местного отсоса. При этом концентрация вредных веществ в подтекающем воздухе при значении $\eta = 1$ не должна быть выше среднего содержания вредных выделений в помещении.

В связи с тем что общий фон загрязненного воздуха в помещениях неустойчив и имеются другие факторы, влияющие на его образование и распространение по площади, достоверность подобного контроля и значения η является относительной.

Валовое количество вредных веществ, удаляемых местными отсосами, а также дисперсный состав пыли определяются в результате соответствующего отбора проб воздуха из патрубка отсоса (см. главу II).

Испытание местных отсосов группы Б требует значительных трудовых затрат, оправдываемых экономически при улавливании местными отсосами высокотоксичных веществ. В связи с этим в ряде случаев испытание и наладку местных отсосов группы Б осуществляют по программе, принятой для отсосов группы А. В каждом частном случае выбор той или иной методики делается с учетом: выявленных объемов отсоса (при значении $\eta = 1$); числа одноименных отсосов; степени возможного увеличения энергозатрат и затрат на пылегазоочистные устройства и других технико-экономических соображений.

Особенности испытания и наладки местных отсосов аспирационных установок

Назначение местных отсосов аспирационных установок — обеспечить разрежение во всей цепи укрытий технологического оборудования, исключающее выбивание воздуха через открытые рабочие проемы и неизбежные неплотности в конструкции укрытий. Первым этапом наладки аспирационных укрытий, предопределяющих возможность получения требуемого эффекта при минимальном расходе воздуха, является проверка степени герметичности укрытий и сокращения до минимума площадей рабочих проемов.

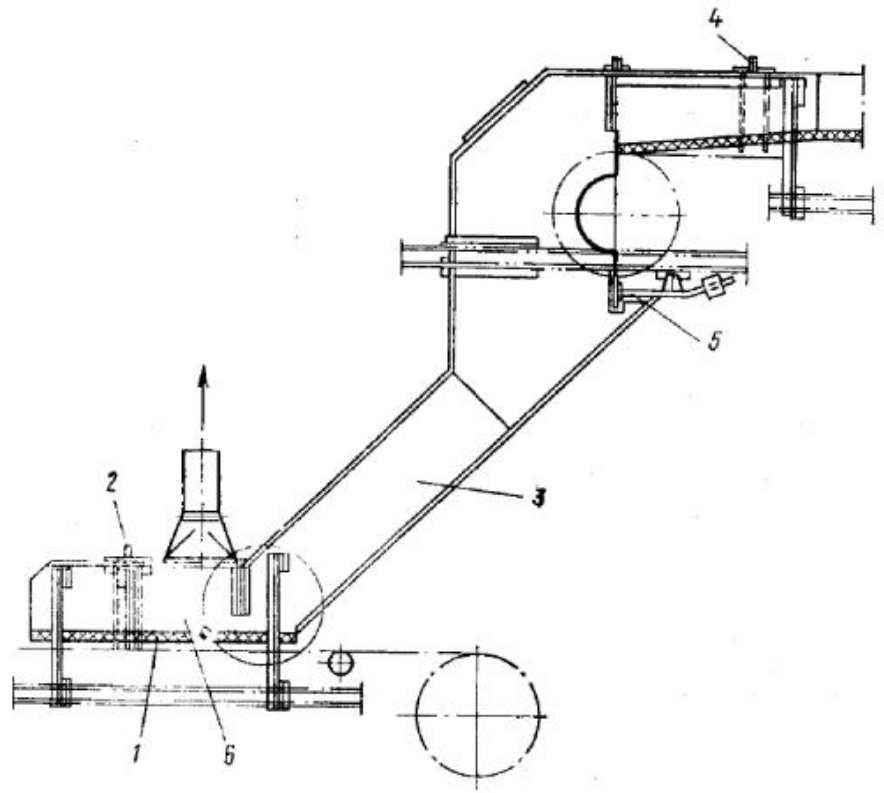


Рис. III.13. Укрытие узла пересыпки материала с конвейера на конвейер

На рис. III.13 показан пример укрытия узла пересыпки материала с конвейера на конвейер. Пересыпка пылящего материала происходит по течке *3*. При падении материал увлекает (эжектирует) с собой воздух, входящий в укрытие через рабочий проем у головной части верхнего конвейера. При ударе падающего материала и увлекаемого им воздуха в плоскости ленты нижнего конвейера возникает положительное давление, в результате которого в помещение через рабочий проем и неплотности выбивается сильно запыленный воздух.

В данном случае для сокращения расхода аспирационного воздуха и получения требуемого эффекта обеспыливания проводят следующие мероприятия: башмак течки *6* по всей длине и сзади уплотняют резиновой лентой *1*, в рабочем проеме передней части башмака *6* (место выхода материала) устанавливают разрезной резиновый фартук *2*; такой же фартук *4* устанавливают в рабочем проеме укрытия головной части конвейера (место входа материала); в месте выхода холостой ленты конвейера из укрытия головной части укрытия ставят резиновое уплотнение или скребковощеточное очистное устройство *5*.

Как правило, перечисленные и подобные им другие мероприятия предусматриваются нормалями укрытий оборудования, разрабатываемых технологическими организациями. Однако при монтаже оборудования предусмотренную нормалями герметизацию укрытий не всегда осуществляют, или она в процессе эксплуатации изнашивается и своевременно не восстанавливается.

Наладку на эффект аспирируемых укрытий производят после выполнения всего комплекса мероприятий по герметизации укрытий, предусмотренных их нормалями или разработанных наладчиками. Особенностью испытания и наладки аспирируемых укрытий является то, что в отличие от испытаний отсосов местной вытяжной вентиляции подсос (подтекание) воздуха осуществляется не через одно отверстие (рабочий проем), а через несколько рабочих проемов, число которых определяется технологическими требованиями.

В рассмотренном примере подтекание воздуха в укрытие при эффективном действии аспирации происходит через два рабочих проема, оборудованных фартуками и, кроме того, через неплотности между движущейся лентой конвейера и резиновым уплотнением нижней части укрытия, неизбежно образующиеся в процессе эксплуатации. При этом рабочие проемы в данном и многих других случаях могут располагаться на разных этажах и в различных помещениях с различной запыленностью (фоном).

Указанные обстоятельства исключают проведение испытаний и наладки на эффект аспирируемых укрытий по методике, принятой для местных отсосов. Этому препятствуют: практическая невозможность достоверно определить инструментальными измерениями расходы воздуха, поступающего в укрытия через рабочие проемы и неплотности; различные и точно не определяемые запыленности подтекающего воздуха.

В данном случае достаточно надежным и простым способом, которым выявляются оптимальные объемы отсоса, является способ задымления воздуха, подтекающего к рабочим проемам и к местам расположения возможных неплотностей.

Инструментальную проверку эффективности отсоса можно производить измерением разрежения в укрытии, осуществляемого в зоне расположения рабочих проемов и в местах возможного выбивания воздуха в помещение через неплотности укрытий.

Разрежение измеряется микроманометром с установкой шкалы на минимальный угол наклона. Для измерения разрежения в обшивке укрытия в намеченных контрольных точках сверлят отверстия диаметром 1—2 мм, к которым приставляют резиновую трубку, соединенную со штуцером микроманометра. Чтобы обеспечить плотное прилегание трубки к металлу обшивки, край резиновой трубки отгибают внахлест и образовавшуюся на изгибе ровную кромку трубки смазывают техническим вазелином и плотно прижимают к поверхности обшивки укрытия, располагая отверстия по центру трубки. В данном случае фиксируют только наличие в укрытии некоторого разрежения (отрицательного давления), а не определяют его абсолютное значение. Абсолютное значение отрицательного давления при его минимальности (1—2 кг/м²) и явления пульсации в большинстве случаев нельзя точно зафиксировать. Необходимо, чтобы значение давления при его пульсации в укрытии оставалось отрицательным и не переходило в положительное. Знак давления («+» или «—») достаточно четко фиксируется положением мениска жидкости на шкале микроманометра. В связи с явлением пульсации наблюдение за показанием прибора по одной точке производят не менее 1 мин. В случае перехода при пульсации отрицательного давления в давление положительное объем отсоса необходимо увеличить до получения устойчивого разрежения во всем объеме укрытия. Места измерений давлений указываются на эскизах укрытий изображаемых в таблице результатов испытания местных отсосов (см. прил. 6 и 7).

III.7. ИСПЫТАНИЕ И НАЛАДКА УСТРОЙСТВ ДЛЯ ОЧИСТКИ ВОЗДУХА ОТ ПЫЛИ

Устройство для очистки воздуха от пыли испытывают, чтобы определить эффективность его действия, основным показателем которой является соответствие конечного содержания пыли в воздухе, выбрасываемого в атмосферу, требованиям санитарных норм. Если пылеочистные устройства не дают необходимого эффекта, то проводят соответствующую наладку.

Испытание пылеочистных устройств осуществляют после наладки на эффект вентиляционных установок, оборудованных этими устройствами. Перед испытанием устанавливают: тип и номер пылеуловителя и его соответствие принятому по проекту или каталогу; эксплуатационное состояние устройства; режим работы выделяющего пыль технологического оборудования и характеристику пыли (наименование, температура, влажность, волокнистость, липкость).

Эксплуатационное состояние пылеочистного устройства устанавливается при его внешнем осмотре. В зависимости от типа пылеуловителя выявляют следующее:

1. При сухих циклонах:

герметичность фланцевых соединений патрубков конусов циклонов с пылесборочными бункерами;

отсутствие неплотностей и отверстий в стенках конуса циклона, образующиеся в результате износа от воздействия абразивной пыли;

наличие отложений пыли в конусе циклона или в его патрубке и причину, вызвавшую это отложение (недостаточен диаметр патрубка, волокнистость или влажность пыли, и др.);

герметичность и надежность работы устройств, подающих пыль из конуса циклонов в пылеприемное устройство (мигалки, затворы, клапаны).

2). При циклонах с водяной пленкой, скрубберах, турбулентных промывателях:

стабильность подачи воды и ее давление перед устройством;

наличие бачков с шаровыми кранами или других устройств, обеспечивающих заданное и стабильное давление воды перед устройствами; возможное отложение шлама на внутренней поверхности стенок и во входном патрубке пылеуловителей;

надежность работы мигалок или водяных затворов;

правильность расположения водоподающих сопл, вынос капель влаги из выходного отверстия пылеуловителя.

3. При вентиляторных мокрых пылеуловителях (ротоклонах):

отсутствие отложений шлама внутри кожуха, на лопатках колеса вентилятора и на входе в вентилятор;

отсутствие вибрации и дебаланс колеса вентилятора;

стабильность подачи и давления воды перед устройством;

отложения шлама в патрубках пылеуловителей;

отсутствие выноса капель влаги из выходного отверстия устройства.

4. При пенных уловителях:

горизонтальность расположения решетки и ее состояние;

высоту слоя пены, ее соответствие данным проекта или каталога, а также равномерность распределения пены по площади решетки;

горизонтальность переливных порогов;

наличие воздухораспределительных устройств на входе в пылеуловитель;

отсутствие отложений шлама на стенках устройства;

наличие стабильности подачи воды и ее давления перед устройством;

надежность работы мигалок или водяных затворов;

отсутствие отложений шлама в нижней конической части и во входном патрубке;

наличие или отсутствие выноса капель влаги из устройства.

5. При тканевых рукавных фильтрах:

состояние рукавов (разрывы и отверстия в ткани, плотность шва и т. п.);

состояние верхнего и нижнего креплений рукавов;

герметичность лючков и лазов на корпусе фильтра, межсекционных перегородок, поддона, бункера, аспирационной коробки, течки и фланцев воздуховодов;

исправность мигалок, шлюзовых затворов и шнека для транспортирования уловленной пыли;

исправность кулачков;

соответствие техническим данным числа ударов механизма встряхивания, периода между ударами, высоты подъема, чередования включения по камерам и периода между встряхиваниями;

одновременность действия встряхивания и обратной продувки;

правильность положения клапанов при их открытии и плотность прилегания их в закрытом состоянии;

действие обратной продувки при наличии специального вентилятора, а при необходимости и обеспечение подогрева воздуха, идущего на продувку.

6. При пылеосадительных камерах:

наличие воздухораспределительных устройств (выравнивающих воздушный поток) на входе в камеру;

исправность сеток, решеток, полок и других специальных устройств камер.

7. При масляных ячейковых фильтрах:

правильность и плотность установки ячеек фильтров, отсутствие зазоров и наличие уплотняющих пазы прокладок;

достаточность натяжения сеток ячеек;

отсутствие просветов заполнения в верхней части ячеек при вертикальном их расположении;

достаточность и равномерность пропитки маслом заполнителя ячеек;

степень зарастания заполнителя ячеек и сеток пылевыми отложениями.

8. При масляных самоочищающихся фильтрах:

исправность фильтрующих элементов;

уровень масла в ванне;

исправность маслопроводов и регенерационной установки для масла;

соответствие марки применяемого масла техническому паспорту завода-изготовителя;

соответствие расхода воздуха и скорости движения шторок данным по каталогу.

9. При бумажных фильтрах:

плотность прилегания бумаги к сетке и равномерность заполнения бумагой выемок гребенчатой поверхности;

отсутствие разрывов бумаги.

Испытание пылеочистного устройства начинают с определения его герметичности, для чего замеряют расходы воздуха до и после пылеуловителя. Разность между этими расходами не должна превышать 5% расхода воздуха, поступающего в пылеотделитель. Для фильтров промышленного изготовления величину подсоса воздуха через неплотности принимают в соответствии с данными технического паспорта завода-изготовителя.

Фактический расход воды в мокром пылеуловителе при отсутствии установленных водомерных приборов определяют двумя-тремя измерениями объема воды, стекающей через шламоотвод за 1—2 мин.

Необходимый удельный расход воды устанавливают по нормали или паспорту пылеуловителя.

Все выявленные при осмотре неисправности пылеочистного устройства до начала их испытания устраняют, а возможные отложения в нем шлама или пыли удаляют.

Во время испытания пылеулавливающего устройства питающее технологическое оборудование должно работать с нормальной нагрузкой.

В программу испытания пылеулавливающего устройства входит:

измерение полного, скоростного и статического давления воздуха до и после устройства;

определение скорости воздуха, поступающего в пылеулавливающее устройство;

определение расхода воздуха до и после устройства и потерь давления на проход через него воздуха;

отбор проб воздуха для определения содержания пыли до и после устройства;

определение эффективности работы устройства.

При испытании всех видов «мокрых» пылеуловителей (с применением воды) помимо этого определяется расход воды.

При наличии в пылеулавливающем устройстве нескольких ступеней очистки расход воздуха определяют до и после каждой ступени очистки. Определение расходов воздуха до и после рукавного фильтра и создаваемого им сопротивления производят в период между встряхиванием рукавов.

Для пылеулавливающего устройства с фильтрующими поверхностями нагрузку по полученному значению расхода воздуха, м³/ч·м² (удельный расход воздуха на 1 м² фильтрующей поверхности), определяют по формуле

$$L_{уд} = L_р/F, \qquad (III.16)$$

где $L_р$ — расход воздуха, проходящего через пылеулавливающее устройство, м³/ч; F — фильтрующая поверхность, м².

Потеря давления при проходе воздуха через пылеулавливающее устройство находится как разность полных давлений, замеренных до и после этих устройств в непосредственной близости к ним одновременно двумя пневмометрическими трубками, подключенными к одному микроманометру.

При равенстве площадей сечений воздушных потоков до и после пылеулавливающего устройства потеря давления может быть также определена как разность статических давлений в соответствующих точках. Если пылеулавливающее устройство состоит из нескольких ступеней, то общая потеря давления определяется как сумма давлений, расходуемых на проход воздуха через каждую ступень.

При испытании циклона вычисляется его коэффициент местного сопротивления, отнесенный к скорости воздуха во входном патрубке или (например, для циклонов типа ЦН) к условной скорости в поперечном сечении циклона.

Отбор проб воздуха на содержание пыли до и после пылеулавливающего устройства (или отдельной ступени его) производят одновременно. В течение всего периода отбора проб осуществляют контроль за работой производственного оборудования со строгой фиксацией отклонений от его нормальной загрузки. Методика определения содержания пыли в воздухе приведена в главе II.

Результаты определения содержания пыли в воздухе, выбрасываемом обеспыливающей вентиляционной установкой в атмосферу, сопоставляются с допустимыми концентрациями пыли, установленными Строительными нормами и правилами II-33-75 для вентиляционных выбросов, а именно:

Предельно допустимая концентрация пыли в воздухе рабочей зоны помещений, мг/м³	<2	>2<4	>4<6	>6<10
Допустимое содержание пыли в воздухе, выбрасываемом в атмосферу, мг/м³	30	60	80	100

Кроме того, проверяют расчетом содержание пыли в приземном слое и сравнивают с допустимым по санитарным нормам (СН 245-71).

Степень очистки воздуха η, %, в пылеулавливающем устройстве определяют на основе измерений концентраций пыли в воздушном потоке, поступающем в пылеулавливающее устройство $K_н$, мг/м³, и выходящем из него $K_к$, мг/м³, по формуле

$$\eta = 1 - \frac{K_к}{K_н} 100. \qquad (III.17)$$

Степень очистки воздуха в пылеулавливающем устройстве определяют не менее 2 раз при строго одинаковых режимах работы технологического оборудования и обеспыливающей вентиляционной установки. В пылеулавливающем устройстве, состоящем из двух и более ступеней очистки, общая степень очистки пылеулавливающего устройства $\eta_{общ}$, %, определяется по формуле

$$\eta_{общ} = \left[1 - \left(1 - \frac{\eta_1}{100}\right)\left(1 - \frac{\eta_2}{100}\right)\left(1 - \frac{\eta_3}{100}\right)\cdots\right] 100, \qquad (III.18)$$

где η_1, η_2, η_3 — степень очистки каждой ступени очистки, %.

Одновременно с испытанием пылеулавливающего устройства определяют условия выброса очищенного им воздуха в атмосферу.

Попадание выбрасываемого воздуха в помещение вышерасположенных этажей или соседних зданий, или в воздухоприемные устройства приточных вентиляционных установок не допускается. Если выбрасываемый в атмосферу воздух попадает в помещения или в воздухозаборные устройства приточных установок, необходимо увеличить высоту выброса или изменить (перенести) его месторасположение.

Для повышения эффективности пылеулавливающего устройства выполняют следующее:

1) если низкая эффективность пылеулавливающего устройства вызвана его несоответствием характеру улавливаемой пыли, оно заменяется устройством другого типа, более отвечающим данным условиям;

2) при несоответствии номера установленного пылеулавливающего устройства фактической нагрузке по воздуху оно заменяется другим большего или меньшего размера;

3) если низкая эффективность циклона вызвана недостаточной входной скоростью воздуха по сравнению с предусмотренной каталожными данными, он заменяется циклоном меньшего номера, а при установке группы циклонов сокращается их число.

Эффективная работа рукавного фильтра при наладке достигается уменьшением нагрузки на 1 м² фильтрующей поверхности по воздуху или применением фильтрующей ткани другого артикула, в большей мере соответствующей свойствам улавливаемой пыли.

Если невозможно достигнуть необходимой степени очистки наружного воздуха масляными фильтрами, то (по согласованию с проектной организацией) в качестве второй ступени очистки устанавливают бумажные фильтры или фильтры типа «Ланк» и др.

Мероприятиями по повышению эффективности работы пылеулавливающих устройств предусматривается также упорядочение их эксплуатационного режима и, в частности, изменение емкостей пылесборных бункеров для обеспечения их опорожнения по общему графику (через одинаковое число дней).

При технической или экономической нецелесообразности наладки обследованных пылеулавливающих устройств на основе материалов испытаний разрабатывают задание на проектирование их реконструкции.

Результаты испытаний пылеочистного устройства заносят в таблицы (см. приложения 8, 9, 10, 11).

III.8. ИСПЫТАНИЕ И НАЛАДКА ВОЗДУШНО-ТЕПЛОВЫХ ЗАВЕС

Воздушно-тепловая завеса должна обеспечить отвечающее санитарным нормам метеорологическое состояние воздушной среды на рабочих местах вблизи проемов. Чтобы определить эффективность действия воздушно-тепловой завесы, проводят ее испытание и наладку, закончив прежде наладку вентиляционных установок и устройств естественной вентиляции, если последние используются в холодный период года. До начала испытаний проверяют исправность створок в окнах, исправляют или заменяют плохо закрывающиеся створки, закрывают все проемы и двери в наружных ограждениях, открытыми оставляют только те, которые должны быть открыты по технологическому режиму, а также те аэрационные отверстия с площадью открытия, необходимой при минимальной расчетной температуре.

Испытания рекомендуется проводить при температуре наружного воздуха, равной расчетной для отопительного периода с допуском от ±5 до —10° С, и при скорости ветра меньше указанной в табл. III.5, которой можно пренебречь.

Таблица III.5. Скорость ветра, рекомендуемая при испытании воздушно-тепловых завес

Высота завесы от середины ворот до середины вытяжных аэрационных отверстий, м	Скорость ветра, м/с, при $t_в - t_н$, °С				
	15	20	30	40	50
6	0,5	0,6	0,8	0,9	1
8	0,6	0,7	0,9	1	1,2
10	0,7	0,8	1	1,1	1,3
15	0,8	1	1,2	1,4	1,6
20	1	1,2	1,4	1,7	1,9
25	1,2	1,3	1,6	1,8	2,1

Скорость и направление ветра определяют во время испытаний на расстоянии 4—5 м от ворот в направлении, перпендикулярном плоскости ворот.

Испытание воздушно-тепловой завесы рекомендуется начинать с визуального наблюдения минимально необходимой ее производительности, обеспечивающей требуемое перекрывание струями завесы проема ворот. Направления воздушного потока определяются способом задымления воздушного потока или с помощью шелковых нитей закрепленных на конце державок. Визуальными наблюдениями за движением воздушных струй завесы устанавливается общая картина работы завесы. Когда завеса (по визуальным наблюдениям) работает неудовлетворительно, уменьшают или увеличивают количество подаваемого воздуха, чтобы получать лучшие результаты.

Если, например, способом задымления установлено, что струя односторонней завесы настилается на плоскость стены проема и под углом, близким к 90° к плоскости ворот, уходит наружу и не возвращается в цех, необходимо уменьшить количество подаваемого в завесу воздуха. Если же установлено, что струя завесы под действием врывающегося наружного воздуха отбрасывается в цех, не

обеспечивая предусмотренного перекрывания проема ворот, необходимо увеличить количество подаваемого в завесу воздуха.

Перед определением санитарно-технической эффективности работы завесы необходимо провести: аэродинамические испытания вентилятора завесы; испытание и наладку работы калориферной установки завесы.

Аэродинамические испытания вентилятора завесы проводятся согласно п. III.2 настоящей главы, а испытание и наладку калориферных установок завесы — согласно п. III.10.

При проверке санитарно-технической эффективности действия завесы определяют:

температуру и подвижность воздуха на ближайших к воротам (проемам) рабочих местах, которые измеряют на высоте 0,5 и 1,5 м от уровня пола;

температуру воздушного потока вблизи ворот поступающего со стороны проема;

температуру воздуха, подаваемого завесой (на нагнетающем патрубке вентилятора);

температуру наружного воздуха;

скорость и направление ветра (на расстоянии 4—5 м от ворот);

подачу вентилятора завесы;

среднюю температуру воздуха по рабочей зоне помещения.

Эффективно действующая завеса должна обеспечивать температуру и подвижность воздуха на рабочих местах вблизи ворот в соответствии с санитарными нормами.

Если испытания проводят при температуре наружного воздуха, отличающейся от расчетной, необходимое количество воздуха, подаваемого завесой $G_н$, кг/ч, при расчетной наружной температуре $t_р$, определяется по формуле

$$G_н = G_ф \sqrt{(t_в - t_р)/(t_в - t_н)}, \qquad (III.19)$$

где $G_ф$ — фактическое количество воздуха, обеспечивающее удовлетворительное состояние воздушной среды на рабочих местах, кг/ч, при $t_н$; $t_в$ — средняя температура воздуха в помещении, °С; $t_н$ — температура наружного воздуха, при которой проводились испытания, °С.

Когда метеорологические условия на рабочих местах вблизи проема не соответствуют требованиям санитарных норм, необходимая эффективность действия завесы может быть достигнута:

увеличением, если это позволяет установленное оборудование, количества воздуха, подаваемого в завесу;

повышением температуры воздуха, подаваемого в завесу;

увеличением угла между направлением струи воздуха, выходящего из завесы и плоскостью проема, до 30° при отсутствии тамбура и до 45° — при наличии тамбура, а также максимально возможным уменьшением площади проема, обслуживаемого завесой, с помощью штор и щитов;

повышением температуры воздуха на тех рабочих местах, где он не соответствует санитарным нормам, установив перегородки или ширмы, защищающие от непосредственного воздействия воздушного потока, проходящего через проем.

Результат испытания и наладки воздушно-тепловой завесы заносят в таблицу.

Если мероприятия, намеченные при наладке воздушно-тепловой завесы, не обеспечивают нормальное метеорологическое состояние

воздушной среды рабочих мест вблизи проема, следует, руководствуясь справочными пособиями по проектированию, разработать проект реконструкции тепловой завесы.

III.9. ИСПЫТАНИЕ И НАЛАДКА ВОЗДУШНЫХ ДУШЕЙ

Испытание и наладку воздушного душа должны обеспечить на рабочих местах условия, отвечающие требованиям санитарных норм. Если установлено, что интенсивность теплового облучения рабочих мест выше предусмотренных санитарными нормами, то до начала испытания и наладки душирующего устройства необходимо разработать и осуществить мероприятия по уменьшению теплового облучения и определить площади рабочих мест, подлежащих душированию.

Тепловое облучение уменьшают:

понижением температуры стенок оборудования, выделяющего тепло, с помощью термоизоляционных покрытий;

сокращением, если это возможно, размеров загрузочных отверстий печей;

устройством у стенок оборудования экранов с воздушными вентилируемыми прослойками или водяным охлаждением;

устройством водяных завес;

окрашиванием источников тепловыделений алюминиевой краской и т. д.

При испытании душирующего устройства определяют:

расход воздуха душирующего устройства;

температуру и скорость воздуха, выходящего из душирующего устройства;

температуру, относительную влажность и подвижность воздуха на обследуемом рабочем месте;

температуру воздуха в нагнетательном воздуховоде непосредственно за вентилятором установки (при испытании разветвленных душирующих установок).

При испытании воздушного душа инструментальным путем измеряют:

интенсивность теплового облучения с помощью актинометра (см. п. 6 главы II);

температуру и относительную влажность воздуха на рабочем месте аспирационным психрометром, защищенным от воздействия лучистого тепла;

подвижность воздуха на рабочем месте с помощью электротермоанемометра.

Испытание воздушного душа рекомендуется начинать с визуального выявления распределения душирующих факелов с помощью ниток-шелковинок или задымлением Если ось душирующего факела не совпадает с центром подлежащей душированию рабочей площади, необходимо: при наличии поворотного душирующего патрубка или аэратора повернуть его на необходимый угол, а при наличии неповоротного душирующего патрубка соответственно переделать его установку.

Положение душирующих факелов наносится на план помещений с указанием расстояний патрубка до лица или груди рабочего и ширины факела в месте обдува. Если при замеренной температуре воздуха его скорость на рабочем месте окажется ниже предусмотренной санитарными нормами, необходимо увеличить эффективность воздушного душа следующими способами:

увеличить расход воздуха в душирующем устройстве; приблизить душирующее устройство к рабочему месту, заменить душирующий патрубок другим с большим значением коэффициента m, характеризующего интенсивность затухания скорости воздуха в струе.

Если при замеренной температуре воздуха его скорость движения на рабочем месте окажется выше предусмотренной санитарными нормами, необходимо: уменьшить расход воздуха в душирующем устройстве; отдалить душирующее устройство от рабочего места; заменить душирующий патрубок другим с меньшим значением коэффициента m.

Если фактические температуры воздуха на душирующих рабочих местах выше допускаемых санитарными нормами, необходимо снизить температуру подаваемого воздуха.

В тех случаях, когда воздушный факел не охватывает всего подлежащего душированию рабочего места и в то же время скорость воздуха превышает нормативную, следует либо отдалить душирующее устройство от рабочего места, либо изменить конструкцию душирующего патрубка, чтобы расширить внешние границы струи. В отдельных случаях для полного охвата воздушными факелами всех подлежащих душированию рабочих мест можно установить один или несколько дополнительных душирующих патрубков.

При больших значениях теплового облучения и высоких температурах воздуха в помещении подаваемый воздух следует предварительно обрабатывать в кондиционере или применять местное увлажнение — пневматическое распыление воды в специальных форсунках непосредственно у душирующих устройств. При существенной разнице между температурой воздуха у вентилятора и на выходе из душирующих патрубков (более 2° С) рекомендуется термоизоляция воздуховодов душирующей установки.

После наладки душирующего устройства повторно замеряют температуру и подвижность воздуха на рабочих местах, чтобы проверить соответствие этих параметров нормативным данным.

III.10. ИСПЫТАНИЕ И НАЛАДКА КАЛОРИФЕРОВ

Общие сведения

При испытании и наладке калориферной установки, предназначенной для нагрева воздуха в установках приточной вентиляции, должны быть определены:

1) модель и номер калорифера;
2) число установленных калориферов и их компоновка по воздуху (параллельно, последовательно, число рядов);
3) схема соединения по воде (параллельно, последовательно);
4) теплопроизводительность калориферов;
5) потеря давления проходу воздуха;
6) коэффициент теплопередачи;
7) потеря давления проходу воды.

В зависимости от результатов испытания разрабатываются мероприятия, обеспечивающие требуемую эффективность работы калориферов.

При установлении требуемой теплопроизводительности калорифера величины, указанные в пп. 6 и 7, не определяют.

Перед испытанием калориферной установки выполняют следующие работы:

1) поверхность нагрева калориферов очищают от пылевых и прочих загрязнений;

2) выправляют при наличии повреждений элементы оребрения;

3) уплотняют соединения между калориферами, а также между строительными ограждениями приточных камер и калориферами;

4) плотно закрывают обводной клапан;

5) уплотняют воздуховоды, герметические двери и строительные конструкции на участке до и после калориферов между точками замеров скоростей и температур;

6) врезают гильзы и штуцера на трубопроводах для измерения температуры и давления теплоносителя;

7) устанавливают на воздуховодах лючки для измерения температуры и давления воздуха;

8) открывают запорно-регулирующую арматуру на трубопроводах теплоносителя.

Штуцера для измерения давления теплоносителя устанавливают на участке трубопровода между калорифером и запорно-регулирующей арматурой. При отсутствии гильз на трубопроводах измеряют температуру поверхности штуцеров калорифера на входе и выходе из них теплоносителя, по которой определяют его температуру. При этом в месте примыкания штуцеров к термопарам их поверхность очищается от загрязнений.

Испытание и наладку калориферной установки производят при проектных параметрах теплоносителя, при которых температура прямой и обратной воды при температуре наружного воздуха в период испытания соответствовала бы расчетному температурному графику, а при теплоносителе паре его давление соответствовало бы проектным значениям.

Испытание калориферной установки осуществляют при установившихся параметрах теплоносителя и воздуха в течение 15 мин до начала испытания, а также и процессе его проведения.

Если нельзя создать указанные условия, испытание калориферов производят при фактических значениях параметров теплоносителя, имевших место в период испытания, с последующим пересчетом теплопроизводительности калорифера на весь диапазон расчетных наружных температур воздуха.

Испытание и наладка калориферов при теплоносителе воде

Если калорифер не имеет заводской бирки с указанием модели и номера, то его обмеряют и результаты обмера сопоставляют с данными в каталоге.

Кроме того, каждая модель калорифера имеет свои конструктивные особенности: размер, форму и расположение трубок (круглые или плоскоовальные, с коридорным расположением трубок или со смещением формы крышек и др.). Фактическое число установленных калориферов, их компоновку по воздуху и схему соединения по воде заносят в таблицу характеристики вентиляционного оборудования (прил 2 и 18).

При проведении испытаний по полной программе определяют следующие величины:

объем L, м³/ч, и массу G, кг/ч, проходящую через калориферную установку воздуха;

температуру воздуха, поступающего в калориферную установку t_1 и выходящего из нее t_2, °С;

температуру воды, поступающей в калориферную установку $t_{1в}$ и выходящей из нее $t_{2в}$, °С;

потерю давления проходу воздуха ΔP_1, кгс/м²;

потерю давления проходу воды $\Delta P_ж$, кгс/м².

Объем воздуха, проходящего через калориферную установку, можно определить различными способами, выбор которых зависит от конструктивного решения установки и собственно приточного агрегата (камеры). Для контроля объем воздуха следует определять как до, так и после калориферной установки. Предпочтительным способом определения объема воздуха является измерение давления воздуха микроманометром. Однако если калорифер установлен на всасывающей линии вентилятора, то необходимые для таких измерений прямые участки воздуховодов, как правило, отсутствуют. Когда нельзя измерить скорость движения воздуха перед калорифером микроманометром, определяют расход воздуха по одному сечению, расположенному после вентилятора. В этом случае особо тщательно следят за тем, чтобы не было подсосов или утечек воздуха на участке между калорифером и сечением, где производят измерение скорости движения воздуха.

Если калориферная установка расположена в камере и к ней есть доступ через герметическую дверь или люк, расход воздуха до и после калорифера определяют измерением скорости движения воздуха чашечным анемометром. Измерения анемометром осуществляют по фронту оребрения калорифера в плоскости присоединительных фланцев. Расхождение между значениями массовых расходов воздуха, замеренных до и после калориферной установки, не должно превышать 5%.

Количество воздуха G, кг/ч, проходящего через калориферную установку, определяется по формуле

$$G = 3600 v F \rho, \qquad (III.20)$$

где ρ — плотность воздуха, соответствующая его температуре, в сечении, где определяется скорость движения воздуха, кг/м³; v — средняя скорость движения воздуха в замеряемом сечении, м/с; F — площадь сечения в месте замера, м².

Температура воздуха до калориферной установки t_1, °С, при непосредственном заборе наружного воздуха принимается равной температуре наружного воздуха. При рециркуляции температуру воздуха t, °С, до калориферной установки определяют как средневзвешенную по формуле

$$t_1 = (G_н t_н + G_р t_р)/(G_н + G_р), \qquad (III.21)$$

где $G_н$ и $G_р$ — соответственно количество наружного и рециркуляционного воздуха, кг/ч; $t_н$, $t_р$ — соответственно температура наружного и рециркуляционного воздуха, °С.

Температуру воздуха после калориферной установки измеряют у всасывающего отверстия вентилятора или вблизи его выхлопного отверстия. При испытании калориферов воздушно-отопительных агрегатов (СТД-300 м, АПВС и др.), располагаемых на нагнетание,

температуру воздуха до калориферов определяют у всасывающих отверстий вентиляторов, а после калориферов в плоскости воздуховыпускных устройств.

Фактическая теплопроизводительность калориферной установки Q_1, ккал/ч, определяется по формуле

$$Q_1 = Gc\,(t_2 - t_1). \qquad \text{(III.22)}$$

Если при испытании калориферной установки температура теплоносителя соответствует расчетной, а температура воздуха до калориферной установки отличается от расчетной, теплопроизводительность $Q_р$, ккал/ч, установки при неизменном количестве воздуха и расчетном значении температуры наружного воздуха определяют по формуле

$$Q_р = Q\,\frac{t^р_{1в} + t^р_{2в} - 2t^р_1}{t_{1в} + t_{2в} - 2t_1}, \qquad \text{(III.23)}$$

где $t^р_{1в}$ и $t^р_{2в}$ — расчетная температура воды до и после калориферной установки, °С; $t_{1в}$ и $t_{2в}$ — фактическая температура воды до и после калориферной установки, определенная при испытаниях, °С; $t^р_1$ — расчетная температура воздуха до калориферной установки, °С.

При несоответствии параметров воды расчетному графику теплосети, а количества воздуха и воды — проектным данным, теплопроизводительность, отнесенная к условиям расчетной наружной температуры, определяется в соответствии с указаниями главы IV.

При существенном несоответствии теплопроизводительности проекным данным определяют фактическое значение коэффициента теплопередачи и сопоставляют его с данными по каталогу.

Фактический коэффициент теплопередачи [$K_ф$, ккал/(ч·м²·°С)] калориферов подсчитывается по формуле

$$K_ф = Q/\left[F\left(\frac{t_{1в} + t_{2в}}{2}\right) - \left(\frac{t_2 - t_1}{2}\right)\right], \qquad \text{(III.24)}$$

где F — площадь поверхности нагрева калориферов, м².

Коэффициент теплопередачи K, ккал/(ч·м²·°С) калорифера определяют по каталогу или по расчетным формулам для данного типа калорифера с учетом фактической массовой скорости воздуха v, кг/см², и скорости движения воды в трубках калорифера w, м/с

$$v = G/3600\,f, \qquad \text{(III.25)}$$

где f — площадь живого сечения для прохода по воздуху, определяемое по каталогу, зная модель и номер калорифера;

$$w = Q/[3600 \cdot 1000\,f_2\,(t_{1в} - t_{2в})], \qquad \text{(III.26)}$$

где f_2 — площадь живого сечения по воде, определяемая по каталогу; $t_{1в}$ и $t_{2в}$ — соответственно температуры прямой и обратной воды, °С.

Соответствие фактического значения коэффициента теплопередачи значению по каталогу оценивают в процентном отношении

$$\frac{K_ф}{K}\,100\%. \qquad \text{(III.27)}$$

Потери давления на проход воздуха в калориферной установке $\Delta P_в$ определяют исходя из разности полных давлений, замеренных до и после калориферов. При равенстве сечений камер (воздуховодов) до и после калориферов потери давления определяют как разность статических давлений.

Фактическое сопротивление калориферной установки проходу воздуха сопоставляют со значением сопротивления по каталогу для данной модели калорифера и для данных условий установки (в один или два ряда).

В случае необходимости для измерения потери давления воды в калориферной установке (ΔP_w) используют дифманометр, который подсоединяют к выходным и входным патрубкам (коллекторам) калориферной установки. Фактические потери давления воды в калориферной установке сопоставляются с данными по каталогу.

Если в результате испытаний получены значения коэффициента теплопередачи, потерь давлений воздуха и воды, отличающиеся от значений по каталогу более чем на 10%, следует выявить причины расхождений или провести повторные испытания.

Основной причиной расхождения значений коэффициентов теплопередачи могут быть образования отложений в трубках калориферов. Чтобы проверить наличие отложений, снимают коллекторную крышку калорифера и осматривают трубки внутри. Обнаруженные отложения в трубках удаляют, если это оправдывается степенью амортизации калориферной установки. В противном случае калориферы заменяют новыми.

Калориферная установка не требует наладки, если ее теплопроизводительность при температурах обратной воды, соответствующих температурному графику теплосети, во всех расчетных режимах отвечает требуемой, а скорость движения воды в трубках калорифера, определенная по формуле, не менее значений, указанных в табл. III.6.

Таблица III.6. Рекомендуемая минимальная скорость движения воды в трубках калорифера, м/с

Направление движения теплоносителя	При температуре теплоносителя, °С		
	150	130	95
Сверху вниз	0,02	0,02	0,03
Снизу вверх	0,45	0,4	0,3

Если скорости воды в трубках в рассматриваемом режиме ниже рекомендуемых, то меняют схему обвязки или реконструируют калориферную установку. Если теплопроизводительность калориферной установки выше требуемой, то ее можно снизить, уменьшив расход теплоносителя, проходящего через установку, или перепустив часть воздуха через обводной клапан или отключив часть поверхности нагрева.

Способ уменьшения теплопроизводительности калориферной установки выбирают с учетом сохранения скоростей воды в трубках, не менее указанных выше, и температуры обратной воды, не превышающей заданных графиком регулирования. При снижении теплопроизводительности калориферной установки сокращением расхода теплоносителя, требуемый его расход обеспечивают наладкой внутренней системы теплоснабжения.

Недостаточную теплопроизводительность калориферной установки повышают следующими способами:

изменением расчетного графика температуры теплоносителя;

увеличением числа ходов теплоносителя в калориферах;

изменением схемы обвязки калориферной установки с параллельной на последовательную по теплоносителю;

увеличением поверхности нагрева установки.

Выбранный способ повышения теплопроизводительности установки обосновывается расчетом и соответствующими указаниями по подбору калориферов, приведенными в каталогах.

После доведения производительности установки по воздуху до заданной и наладки системы теплоснабжения производят контрольные испытания калориферной установки. Результаты испытаний сопоставляются с расчетными значениями определяемых величин.

Испытание и наладка калориферов при теплоносителе паре

Испытание и наладку калориферов при теплоносителе паре проводят по методике, применяемой при испытании калориферов при теплоносителе воде. Кроме того, замеряют следующие величины: давление пара в калорифере и его температуру; температуру конденсата на выходе из калориферной установки.

Температуру пара измеряют в точке замера давления пара в калорифере. Результаты измерения сопоставляют с табличным значением температуры, соответствующим давлению пара в калорифере при насыщении.

Испытание калориферной установки производят при значении

$$\psi = [(t_{1п} - t_{2п})/(t_{1п} - t_1)] < 0{,}7, \qquad \text{(III.28)}$$

где $t_{1п}$ — температура пара в калорифере, °С; $t_{2п}$ — температура конденсата на выходе из калорифера, °С; t_1 — температура воздуха до калорифера, °С.

При $\psi \geqslant 0{,}7$ необходимо выяснить и устранить причины малого расхода пара на установку, для чего испытывают и налаживают систему теплоснабжения от теплового ввода до установки как по паровой линии, так и по линии конденсата.

Фактическую теплопроизводительность калорифера при теплоносителе паре определяют по формуле (III.22) для воды, приведенной выше.

Если количество воздуха и давление пара при испытании соответствуют проектным данным, теплопроизводительность установки $Q_р$, ккал/ч, для расчетного значения температуры наружного воздуха находят по формуле

$$Q_р = Q\left[\left(t_п^р - t_1^р\right)/\left(t_п - t_1\right)\right], \qquad \text{(III.29)}$$

где $t_п$ и $t_п^р$ — соответственно фактическая и расчетная температуры пара, °С.

При несоответствии выявленных при испытании количества воздуха и давления пара проектным данным теплопроизводительность, отнесенную к условиям расчетной наружной температуры, определяют в соответствии с указаниями главы IV.

Фактический коэффициент теплопередачи $K_ф$, ккал/(м²·ч·°С), вычисляется по формуле

$$K_ф = Q/\left[F\left(t_{1в} - \frac{t_2 - t_1}{2}\right)\right]. \qquad \text{(III.30)}$$

По таблицам, приведенным в каталогах, или по формулам определяется коэффициент теплопередачи по фактической массовой скорости движения воздуха в живом сечении калорифера. Сравнение коэффициентов теплопередачи выполняют в соответствии с указаниями, приведенными выше.

Калориферная установка не требует наладки, если ее теплопроизводительность соответствует требуемой, а температура конденсата $t_{2в}$ меньше температуры конденсации пара в калорифере $t_{1в}$ не более чем на 10° С.

Если температура конденсата $t_{2в}$ ниже $t_{1в}$ более чем на 10° С, находят причины переохлаждения конденсата, которыми могут быть: засоры в системе теплоснабжения, неправильный расчет паропровода, недостаточное количество пара, вырабатываемого источником, неправильный подбор конденсатоотводчика или нарушения в его работе, неправильный расчет конденсатопровода и т. д. Если причины переохлаждения конденсата заключаются в неудовлетворительной работе системы теплоснабжения, необходимо произвести ее наладку.

Способ уменьшения теплопроизводительности установки выбирают из условия, обеспечивающего в калорифере давление, достаточное для удаления конденсата без его переохлаждения, а также на основании конструктивных особенностей установки. Дросселирование пара осуществляют регулирующей арматурой или дроссельной шайбой. В случае недостаточной теплопроизводительности калориферной установки принимают меры по ее повышению, которую можно достигнуть: увеличением давления пара в калорифере или реконструкцией калориферной установки.

Наладку автоматизированных калориферных установок производят в соответствии с указаниями, приведенными в главе IV.

III.11. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ТЕПЛА, ВЛАГИ И ГАЗОВ, ВЫДЕЛЯЮЩИХСЯ В ПОМЕЩЕНИЕ. РАСЧЕТ НЕОБХОДИМЫХ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ ОБЪЕМОВ ВОЗДУХА

Общие сведения

Балансы по теплу, влаге и газам составляются с целью выявления количества вредных веществ, выделяющихся в производственных помещениях, чтобы достигнуть при производстве наладочных работ требуемой эффективности вентиляции, соответствующей необходимому воздухообмену.

Балансы составляются:

тепловой баланс по помещению, в котором технологический процесс сопровождается тепловыделениями при отсутствии влаговыделений;

тепловой и влажностный по помещению, в котором технологический процесс сопровождается одновременно тепло- и влаговыделениями;

газовый по помещению, в котором технологический процесс сопровождается выделениями вредных газов;

тепловой, влажностный и газовый по помещению, в котором технологический процесс сопровождается одновременными выделениями тепла, влаги и газов.

В помещении, в котором одновременно отмечены несколько газовых вредных выделений (кроме растворителей и раздражающих газов), баланс составляется по газу, для ассимиляции которого требуется наибольшее количество вентиляционного воздуха. При одновременном выделении в воздух помещения паров нескольких растворителей или раздражающих газов балансы составляют по каждому виду парообразного или газообразного вещества. Балансы по теплу, влаге и газу составляют после наладки местной вытяжной вентиляции. Балансы составляются при нормальном состоянии и загрузке технологического оборудования.

Испытания рекомендуется проводить:

в холодный период года — для составления баланса по газам;

в переходной и летний периоды года — для составления балансов по теплу и влаге.

В помещениях с постоянным технологическим процессом, когда повторяются однородные производственные операции, а характер и количество выделяющихся вредных веществ остаются более или менее постоянными, инструментальные замеры проводят, как правило, в течение одной смены.

При этом рекомендуется выполнять:

для составления балансов по теплу и влаге — четыре-пять повторяющихся циклов (комплексов) необходимых инструментальных замеров;

для составления баланса по газу — два-три цикла (комплекса) инструментальных замеров и отборов пробы воздуха.

Продолжительность одного цикла инструментальных измерений в помещении с постоянным технологическим процессом не должна превышать 1,5–2 ч. В помещении с переменным технологическим процессом (когда характер и количество выделяющихся вредных веществ изменяются во времени) число циклов измерений определяют в каждом случае с учетом местных условий. При этом продолжительность каждого цикла должна быть достаточной для учета особенностей технологического режима. Испытания для составления баланса по теплу, влаге и газу проводят не менее 2 раз (в различные дни). Если по результатам двухразовых инструментальных замеров расхождение по удельным значениям выделяемых вредных веществ превышает 15%, измерения проводят третий раз для проверки и уточнения ранее полученных данных.

Измерения не следует проводить в день, непосредственно следующий за нерабочим днем, а также в первые два часа работы первой смены (при одно- и двухсменной работе).

При составлении баланса по теплу и влаге, выделяющихся от технологического оборудования, необходимо учитывать:

тепло от солнечной радиации, поступающее в помещение;

теплопотери помещения через внешние ограждения;

количество тепла, выделяющееся в помещение от отопительных установок и горячих трубопроводов отопления;

дополнительное количество тепла (или холода), поступающего в помещение или удаляемого из него с вносимыми или выносимыми из помещения материалами, оборудованием и т. д.

Для упрощения работы допускается выключение на период испытаний отдельных отопительных и отопительно-вентиляционных устройств в обследуемом помещении, если это возможно по местным условиям.

Подготовка к проведению инструментальных измерений

До проведения инструментальных измерений для составления балансов необходимо:

ознакомиться с имеющимися проектными материалами по отоплению и вентиляции, а также с технологической частью проекта обследуемого помещения;

ознакомиться с технологическим процессом, установленным технологическим оборудованием, режимом его работы и расположением рабочих мест у оборудования, со строительными конструкциями внешних ограждений обследуемого помещения, а также с эксплуатируемыми отопительными-вентиляционными устройствами и режимами их работы;

выявить основные источники, а также периодичность и продолжительность выделения тепла, влаги и газа;

определить направление движения естественных воздушных потоков в проемах, где воздух может одновременно поступать и удаляться из помещения (проемы в смежные помещения, ворота и т. д.), для установления последовательности производства замеров;

определить фактическую подачу и частоту вращения колес вентиляторов всех вентиляционных установок (включая и технологические), обслуживающих обследуемое помещение;

произвести предварительный отбор и анализ проб воздуха на содержание предполагаемых газов, выделяющихся в помещение, чтобы выявить превалирующую вредность или вредности, по которым будут составлены балансы. Отбор проб воздуха при этом производят в характерных точках: у рабочих мест, в зонах возможного скопления газовых вредностей, в местах отвода из помещения загрязненного воздуха и т. д.;

составить рабочую программу предстоящих работ, в которой должны быть предусмотрены:

согласованные с технологами дни и часы начала и окончания проведения комплекса измерений, число и продолжительность их циклов;

мероприятия по установлению необходимого в данных условиях режима работы производственного оборудования и отопительно-вентиляционных устройств;

места инструментальных замеров и отборов проб воздуха для определения концентрации газовой вредности (включая места, расположенные вне обследуемого помещения). Эти места наносят на планы и разрезы помещения, а также на схемы воздуховодов вентиляционных установок принятыми условными обозначениями и пронумерованы;

распределение между участниками работы точек замеров и мест отбора проб воздуха.

Каждому участнику поручается объем работ (по замеру скорости, температуры и влажности подаваемого или удаляемого воздуха

или по отбору проб воздуха) с учетом возможности его выполнения в течение времени, отведенного на проведение каждого отдельного цикла измерений.

Инструментальные измерения

Измерение температуры и влажности воздуха производится согласно указаниям главы II.

Скорость ветра определяют с помощью чашечного анемометра, располагаемого на высоте 1,5 м над коньком крыши или над поверхностью плоской кровли. При наличии на кровле фонарей анемометр поднимают на высоту, превышающую отметку верхней кромки фонаря на 1—1,5 м.

Направление ветра определяют флюгером или направлением производственного дыма или с помощью тонкой ленты длиной 1,5—2 м, прикрепленной к шесту. Одновременно со скоростью, направлением ветра, температурой и влажностью наружного воздуха в рабочем журнале кратко отмечают условия погоды: ясно, пасмурно, снег и т. д.; при переменной погоде в теплый период года оценивают также продолжительность освещенности солнечным светом в течение каждого цикла работ.

Температуру и влажность воздуха в обследуемом помещении определяют психрометром, а в тех случаях, когда баланс составляется только по теплу или газу, температуру измеряют термометром. Перед началом испытаний показания всех термометров должны быть сверены между собой.

Скорость движения и количество воздуха, подаваемого в помещение и удаляемого из него, определяются:

в открытых дверных и технологических проемах и воротах;

в открытых фрамугах окон — через каждые 12 м, отдельно для каждого яруса остекления каждой наружной стены помещения (с указанием стороны света, куда выходит стена);

в открытых фрамугах фонарей — через каждые 10—12 м для каждой стороны каждого яруса остекления фонаря;

число мест замеров температуры и влажности удаляемого или подаваемого воздуха в проемах окон и фонарей помещения в вытяжных шахтах (дефлекторах) должно быть равно числу мест замеров скорости движения воздуха в этих проемах. При этом на каждом ярусе остекления на всех наружных стенах и всех сторонах фонаря делают не менее двух замеров скорости движения воздуха, его температуры и влажности в каждом цикле.

Температура и влажность воздуха, подаваемого механическими приточными установками в обследуемое помещение, определяются:

если вентилятор расположен в помещении, в котором проводят испытания, на линии нагнетания у вентилятора;

если вентилятор расположен вне обследуемого помещения, на магистральном нагнетательном воздуховоде при входе его в помещение или непосредственно у воздуховыпускных устройств.

В тех случаях, когда приточная установка обслуживает не только обследуемое помещение, но и смежные с ним; параметры поступающего воздуха определяют в сборном воздуховоде от воздуховыпускных устройств обследуемого помещения или непосредственно у этих устройств.

Температура и влажность воздуха, удаляемого из обследуемого помещения механическими вытяжными установками (за исключением местных вентиляционных установок, отсасывающих от технологического оборудования нагретый и увлажненный воздух), определяются:

если вентилятор расположен в помещении, где проводят испытания, — на линии всасывания у вентилятора;

если вентилятор расположен вне обследуемого помещения — на ближайшем к вентилятору участке магистрального всасывающего воздуховода, расположенном в помещении.

Если вытяжная установка обслуживает не только обследуемое, но и смежные помещения, замеры производят непосредственно у воздухоприемных устройств. При наличии местных вентиляционных установок, отсасывающих от технологического оборудования тепло и влагу, должны определяться количество, температура и влажность воздуха, подсасываемого из обследуемого помещения в местные отсосы (укрытия). При наличии технологических вентиляторов определяют температуру, влажность и количество воздуха, подаваемого этими вентиляторами в помещение или удаляемого из него. По каждой отопительно-вентиляционной установке, работающей на режиме частичной рециркуляции, определяют скорость движения и количество, температуру и влажность воздуха, нагнетаемого в помещение, а также рециркуляционного воздуха (перед его смешением с наружным воздухом).

За один цикл измерений скорость движения воздуха в каждом месте замера замеряется дважды. Температуру и влажность воздуха замеряют, чтобы определить среднюю температуру воздуха в рабочей зоне на фиксированных рабочих местах и в рабочей зоне (1,5—2 м от уровня пола). Для выявления количества тепла, поступающего в помещение от солнечной радиации, определяют фактически облучаемые площади остекленных поверхностей окон, фонарей и крыши и ориентацию их по странам света. Для подсчета количества тепла, выделяемого в обследуемое помещение нагревательными приборами отопления (если систему отопления нельзя полностью выключить на период испытаний), определяют общую поверхность нагрева работающих приборов и среднюю температуру их поверхности.

Для определения средней температуры приборов производят выборочные замеры температуры поверхностными термопарами (термощупами): у приборов, ближайших к тепловому вводу; у приборов, наиболее отдаленных от него, и приборов, находящихся примерно в середине. Для определения количества тепла, выделяемого в помещение магистральными горячими неизолированными производственными трубопроводами, определяют поверхность нагрева и замеряют среднюю температуру поверхности каждого трубопровода.

Место для отбора проб воздуха и число проб при испытаниях для составления баланса по газу выбирают исходя из местных условий (с учетом расположения оборудования, выделяющего газы, направления ветра, схемы организации воздухообмена и т. п.).

При каждом цикле измерений следует брать:

для каждого яруса с обеих сторон фонаря не менее одной пробы воздуха на каждые 50 м по длине обследуемого помещения;

на выходе воздуха из фрамуг и проемов в наружных стенах — не менее одной пробы на 50 м периметра зданий каждого яруса остекления каждой наружной стены помещения;

на входе воздуха через проемы из смежных помещений — не менее одной пробы на 50 м внутренней стены и не менее одной пробы на каждое смежное помещение;

снаружи здания с наветренной стороны на высоте 1,5 м от уровня земли — не менее одной пробы на 100 м длины здания;

во всасывающих воздуховодах перед вентиляторами всех вытяжных установок, кроме местных установок, отсасывающих газ, по которому составляется баланс, — не менее одной пробы на каждую установку;

в месте подсоса воздуха из обследуемого помещения местными отсосами у оборудования, выделяющего газ, по которому составляется баланс, — не менее двух-трех проб на каждую группу одинаковых местных отсосов, установленных у однотипного технологического оборудования;

в месте отсоса воздуха из помещения или подачи в помещение воздуха технологическими вентиляторами — не менее одной пробы на каждый вентилятор;

в воздухозаборах тех приточных установок, воздух в которых по визуальному обследованию может быть загрязнен газом, по которому составляется баланс (близость к местам выбросов вытяжных установок, к технологическим выбросам и т. п.), — по одной пробе на установку;

на фиксированных рабочих местах в рабочей зоне помещения и в проходах число проб определяется с учетом местных условий.

Все замеры, произведенные в процессе испытаний, заносят в рабочий журнал отдельно по каждому циклу работ. Нумерация места замеров и отборов проб воздуха в журналах должна соответствовать нумерации, принятой в чертежах.

Во время испытаний регистрируют в рабочем журнале все изменения технологического процесса, влияющие на условия воздушной среды помещения.

Необходимо также получать у технологов и записывать в журнал данные, требующиеся для последующего определения удельных выделений вредных веществ (количество изготовленной продукции, количество основного действующего технологического оборудования и т. д.).

В журнале отмечают и общую мощность источников искусственного освещения, работающих во время испытаний.

Обработка материалов замеров и анализов проб воздуха перед составлением балансов

Перед составлением балансов необходимо обработать результаты замеров и данные анализа проб воздуха, взятые отдельно по каждому циклу проведенных работ.

При этом подсчитывают:

1) средние значения скоростей движения воздуха, температуры и содержания производственных вредностей в воздухе, проходящем через отдельные проемы и подаваемом или удаляемом из помещения отдельными механическими вентиляционными и технологическими установками;

2) площади проемов, а при выборочных замерах — общие площади соответствующих однотипных проемов;

3) средние значения скоростей движения воздуха, температуры и содержания производственных вредностей в воздухе, проходящем через однотипные проемы (при выборочных замерах);

4) общее количество воздуха, подаваемого и удаляемого из помещения;

5) общее количество вредных выделений, содержащихся в приточном воздухе, поступающем в помещение;

6) общее количество вредных выделений, содержащихся в удаляемом из помещения воздухе;

7) количество вредных веществ, выделившихся в помещении, определенное по результатам одного цикла испытаний.

После окончания испытаний и обработки материала сопоставляют полученные по отдельным циклам усредненные значения количества воздуха и содержания вредных выделений в воздухе, проходящем через отдельные проемы (группу проемов), а также в воздухе, подаваемом в помещение или удаляемом из него механическими установками.

При сопоставлении анализируют сделанные в рабочем журнале отметки о ходе технологического процесса, изменениях внешних метеорологических условий и других факторов, которые могли повлечь за собой увеличение или уменьшение выделения вредных веществ в обследуемом помещении.

При значительном отклонении показателей одних циклов работы от соответствующих цифр показателей других циклов эти данные исключают из последующих расчетов как ошибочные.

Баланс при ступенчатом технологическом процессе составляется либо отдельно по каждому основному циклу, либо по циклу, связанному с наибольшим выделением вредных веществ (в соответствии с утвержденной программой испытаний).

Составление баланса по теплу и влаге

Результаты замеров заносятся в таблицу, форма которой дана в прил. 12. В графе 1 указываются места замеров температуры, влажности и скорости движения воздуха, уносящего и приносящего тепло и влагу.

Плотность (ρ, кг/м^3) удаляемого или подаваемого воздуха принимается по номограмме (прил. 13) на основе значений температуры (по сухому термометру), относительной влажности и барометрического давления.

Энтальпия (I, ккал/кг) и влагосодержание (d, г/кг) воздуха определяется по I—d-диаграмме согласно показаниям сухого термометра и относительной влажности воздуха.

Масса удаляемого и подаваемого воздуха (G, кг/ч) определяется по формуле

$$G = L\rho. \qquad \text{(III.31)}$$

Количество тепла (Q, ккал/ч), содержащегося в удаляемом и подаваемом воздухе, вычисляется по формуле

$$Q = IG. \qquad \text{(III.32)}$$

Количество влаги (D, г/ч) в удаляемом и подаваемом воздухе находим по формуле

$$D = dG. \qquad \text{(III.33)}$$

Разность между общей массой подаваемого и удаляемого воздуха определяет величину невязки $G_{нев}$.

Значение $G_{нев}$ вписывают в графу 10 (прил. 12), если общий вес подаваемого воздуха превышает общий вес удаляемого, или вписывают в графу 13 (прил. 12), если общий вес подаваемого воздуха меньше.

Тепло- и влагосодержание массы этого воздуха ($I_{нев}$, ккал/кг, $d_{нев}$, г/кг), удаляемого или подаваемого через все замеренные проемы, определяются как средневзвешенные величины по формулам:

$$d_{нев} = D/G; \qquad (III.34)$$

$$I_{нев} = Q/G, \qquad (III.35)$$

где D — общее количество влаги, содержащейся в подаваемом или удаляемом воздухе, г/ч; Q — общее количество тепла, содержащегося в подаваемом или удаляемом воздухе, ккал/ч; G — общее количество подаваемого или удаляемого воздуха, кг/ч.

Общее весовое количество удаляемого и подаваемого воздуха ΣG (с учетом $G_{нев}$) даны в графах 10 и 13 прил. 12, где величины ΣG должны быть равны друг другу.

Общие объемы удаляемого (ΣL) и подаваемого ($\Sigma L_{под}$) воздуха определяются с учетом величины $G_{нев}$.

Суммарные количества удаляемых и поступающих в помещение тепла и влаги $\Sigma Q_{уд}$, $\Sigma Q_{пост}$, $\Sigma D_{уд}$ и $\Sigma D_{пост}$ определяют суммированием всех значений, внесенных соответственно в графы 11, 14, 12 и 15 (прил. 12).

Средневзвешенные значения тепло- и влагосодержания удаляемого и подаваемого воздуха подсчитывают по формулам:

$$I_{ср.взв.уд} = \Sigma Q_{уд}/\Sigma G;\ I_{ср.взв.пост} = \Sigma Q_{пост}/\Sigma G, \qquad (III.36)$$

$$d_{ср.взв.уд} = \Sigma D_{уд}/\Sigma G;\ d_{ср.взв.пост} = \Sigma D_{пост}/\Sigma G, \qquad (III.37)$$

и заносят в графы 8 и 9 прил. 12, где записаны суммарные количества удаляемых и подаваемых в помещение тепла и влаги.

По I—d-диаграмме и по средневзвешенным значениям тепло- и влагосодержания удаляемого и подаваемого воздуха находят и вписывают в графу 5 прил. 12 средневзвешенные температуры ($t_{ср.взв.уд}$ и $t_{ср.взв.пост}$).

При составлении баланса только по теплу графы 6, 9, 12 и 15 (прил. 12) не заполняют. При этом плотность воздуха (графа 7) определяется по температурам, замеренным по сухому термометру и по барометрическому давлению.

Энтальпия воздуха I, ккал/кг (графа 8), определяется по формуле

$$I = 0{,}24\, t_c, \qquad (III.38)$$

где t_c — температура воздуха, замеренная по сухому термометру, °С.

В прил. 12 приводят дополнительные источники поступления тепла в помещение и дополнительные потери тепла помещением ($Q_{доп}$), не связанные с производственным процессом (солнечная радиация, тепло, выделенное отопительными и отопительно-вентиляционными установками).

Потери тепла наружными ограждениями здания, хотя и связаны с производственным процессом, но колеблются в значительных пределах в зависимости от времени года. Учитывают также тепло, теряемое на нагрев поступивших в помещение холодных материалов, и т. д.

Солнечная радиация ($Q_{рад}$) через остекленные поверхности и покрытие обследуемого помещения должна определяться (с учетом

продолжительности солнечного освещения в период испытания) по прил. 12, СНиП II-33-75 (часть II, глава 33, Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха).

Тепло, выделяемое приборами центрального отопления ($Q_{от}$, ккал/ч), находят по формуле

$$Q_{от} = KF\,(t_{ср} - t_{р.з}), \qquad (III.39)$$

где K — коэффициент теплопередачи прибора, ккал/м², °С; F — общая поверхность нагрева приборов, установленных в обследуемом помещении, м²; $t_{ср}$ — средняя температура теплоносителя, °С; $t_{рз}$ — средняя температура воздуха в рабочей зоне помещения, °С.

Количество тепла, выделяемого воздушно-отопительными агрегатами ($Q_{в.от}$, ккал/ч), а также вентиляционными установками, работающими в режиме полной рециркуляции (если они не могут быть выключены на период испытаний), вычисляется по формуле

$$Q_{в.от} = 0{,}24\,(t_к - t_н)\,L\rho, \qquad (III.40)$$

где $t_к$ — температура воздуха, нагретого в агрегате или в вентиляционной установке, °С; $t_н$ — температура воздуха перед входом в отопительный агрегат, °С; L — расход воздуха, м³/ч; ρ — плотность воздуха в месте определения его расхода.

При наличии вентиляционных установок, работающих на режиме частичной рециркуляции, должны быть отдельно учтены в прил. 12 количества тепла и влаги в воздухе, забираемом этими установками из помещения (в рециркуляционном канале) и подаваемом ими в помещение. Для выполнения необходимых расчетов заполняют все предшествующие вертикальные графы таблицы.

Тепло, выделяемое в помещение в результате солнечной радиации, нагревательными приборами центрального отопления, неизолированными горячими магистралями, воздушно-отопительными агрегатами и вентиляционными установками, работающими на режиме полной рециркуляции, а также другие дополнительные тепловыделения вносятся непосредственно в графу 14 прил. 12.

Потери тепла наружными ограждениями помещения определяют по прил. 5 СНиП II-33-75.

При наличии проектных данных о теплопотерях помещения и соответствии проекту выполненных наружных ограждений фактические теплопотери при испытаниях в холодный период года определяются по формуле

$$Q_{ф.п} = Q_{р.п}\,(\Delta t_ф/\Delta t_р), \qquad (III.41)$$

где $Q_{ф.п}$ и $Q_{п.р}$ — соответственно фактические и расчетные потери тепла наружными ограждениями, ккал/ч; $\Delta t_ф$, $\Delta t_р$ — соответственно фактическая и расчетная разность температур внутреннего и наружного воздуха помещения, °С.

Потери тепла на нагрев холодных материалов ($Q_{х.м}$, ккал/ч), поступающих в обследуемое помещение, находят по формуле

$$Q_{х.м} = G_м\, c\,(t_{р.з} - t_м)\,\beta, \qquad (III.42)$$

где $G_м$ — масса материала, кг/ч; c — теплоемкость материала, ккал/кг, °С; $t_{р.з}$ — температура воздуха в рабочей зоне, °С; $t_м$ — температура поступающего материала, °С; β — коэффициент интенсивности поглощения тепла.

Коэффициент интенсивности поглощения тепла принимается для несыпучих материалов и транспорта, в первый час пребывания в цехе — 0,5, во второй час — 0,3 и в третий час — 0,2; для сыпучих ма-

териалов: в первый час пребывания в цехе — 0,4; во второй — 0,25; в третий — 0,15; в четвертый — 0,1 и в пятый час — 0,05.

Дополнительные потери тепла вносят в графу 11 раздела Б (прил. 12).

Суммарные величины по теплу ($\Sigma Q_{уд}+\Sigma Q_{доп.уд}$) и ($\Sigma Q_{пост}+\Sigma Q_{доп.пост}$) получают в результате суммирования итогов граф 11 и 14 разделов А и Б (прил. 12). Суммарные величины по влаге, кг/ч, переносятся в раздел В из итогов раздела А.

Общие тепловыделения ($Q_{общ}$, ккал/ч) и влаговыделения (D, кг/ч), в процессе производства не зависящие от времени года, составляют:

$$Q_{общ} = \Sigma Q_{уд} + \Sigma Q_{доп.уд} - \Sigma Q_{под} - \Sigma Q_{доп.под}; \quad (III.43)$$

$$D = (\Sigma D_{уд} - \Sigma D_{под})/1000. \quad (III.44)$$

В сводном балансе все тепло и влага, удаляемые из помещения, должны быть равны теплу и влаге, поступающим в помещение (включая тепло- и влаговыделения в ходе производства, не зависящие от времени года).

Явные тепловыделения ($Q_а$, ккал/ч), выделяемые в ходе технологического процесса и не зависящие от времени года, составляют:

$$Q_а = Q_{общ} - D\,(595 + 0,4\,t_{ср.взв.уд}). \quad (III.45)$$

Правильность определения величины $Q_а$, ккал/ч, из баланса проверяют по формуле

$$Q_а = 0,24G\,(t_{ср.взв.ул} - t_{ср.взв.под}) + Q_{доп.уд.} - Q_{доп.пост}. \quad (III.46)$$

По итоговым данным баланса по теплу и влаге определяют удельные тепло- и влаговыделения в помещение в процессе производства (не зависящие от времени года):

на 1 м³ внутренней кубатуры помещения, ккал/м³ч;

на единицу вырабатываемой продукции, ккал/(единицу продукции·ч) и г/(единицу продукции·ч);

на единицу основного технологического оборудования, ккал/(единицу оборудования·ч) и г/(единицу оборудования·ч);

на единицу установочной или потребляемой мощности технологического оборудования, ккал/1 кВт·ч.

При расчете воздухообмена необходимо скорректировать величины $Q_а$ и D с учетом намечаемого увеличения производительности цеха. Эта корректировка производится на основе определенных балансом удельных тепло- и влаговыделений.

Одновременно при определении воздухообмена необходимо скорректировать величину $Q_а$ с учетом расчетных дополнительных выделений тепла, зависящих от времени года (солнечная радиация, отопление и т. д.) и расчетных потерь тепла наружными ограждениями, на нагревание поступающих в помещение в зимний период холодных материалов и т. д.

Если испытания проводились при отсутствии искусственного освещения или при частичном выключении светильников, величина тепловыделений Q, ккал/ч, должна быть также скорректирована с учетом расчетных выделений тепла от источников искусственного освещения по формуле

$$Q_{осв} = N860, \quad (III.47)$$

где N — суммарная мощность источников освещения, кВт.

В производственных помещениях с тепловыделениями, когда воздух подается в рабочую зону, определяется коэффициент, выражающий отношение явных тепловыделений, непосредственно влияющих на температуру воздуха в рабочей зоне, к общему количеству явных тепловыделений, поступающих от технологического оборудования в помещения. Коэффициент m используется для расчета общеобменной вентиляции помещений.

Если по условиям проведенных испытаний можно пренебречь объемом воздуха, удаляемым из рабочей зоны местными отсосами, дополнительными теплопоступлениями в помещение или его теплопотерями (солнечная радиация, отопление, теплопотери, тепло вносимого материала и т. д.), то коэффициент m определяется по формуле

$$m = \frac{0,24G(t_{р.з} - t_{ср.взв.под})}{Q_а}, \quad (III.48)$$

или по температурному симплексу

$$m = (t_{р.з} - t_{ср.взв.пол})/(t_{ср.взв.уд} - t_{ср.взв.под}). \quad (III.49)$$

Можно пренебречь следующими величинами:

солнечной радиацией, если инструментальные замеры проводились в пасмурный день или если ее значение не превышает 10% величины тепловыделений в рабочую зону;

теплопотерями, если $t_н < 5°$ С;

дополнительными теплопоступлениями и теплопотерями, если их значения также не превышают ±10% величины производственных теплопоступлений в рабочую зону.

Для других случаев значение коэффициента m можно найти приближенно по формуле

$$m = \frac{0,24\,(G - G_м)\,(t_{р.з} - t_{ср.взв.под}) + Q'_п\,(t_{р.з} - t_н) - Q'_{рад} - 0,4Q'_{от}}{Q_а - 0,24G_м\,(t_{р.з} - t_{ср.взв.под})}, \quad (III.50)$$

где G — общий воздухообмен в помещении, кг/ч; $G_м$ — количество воздуха, удаляемого местными отсосами, кг/ч; $t_{р.з}$ — средняя температура воздуха в рабочей зоне, °С; $t_н$ — средняя температура наружного воздуха, °С; $Q'_п$ — удельные теплопотери на высоте рабочей зоны на 1° С разности температур (на высоте от 2 м от пола), ккал/(ч·°С); $Q'_{рад}$ — количество тепла, поступающего в помещение от солнечной радиации, ккал/ч; $Q_{от}$ — количество тепла, поступающего в помещение от отопительных приборов, расположенных в рабочей зоне помещения, ккал/ч.

Для производственных помещений с влаговыделениями определяется коэффициент $m_{вл}$, характеризующий отношение влаговыделений, влияющих непосредственно на влажность воздуха в рабочей зоне, к общему количеству влаговыделений в помещении

$$m_{вл} = \frac{(G - G_м)\,(d_{р.з} - d_{ср.взв.под})}{D - G_м\,(d_{р.з} - d_{ср.взв.под})} \quad (III.51)$$

или при отсутствии местных отсосов по симплексу влагосодержаний

$$m_{вл} = (d_{р.з} - d_{ср.взв.под})/(d_{ср.взв.уд} - d_{ср\ взв.под}). \quad (III.52)$$

В тех случаях, когда тепло и влага в помещении выделяются одними и теми же источниками, то значение коэффициента $m_{вл}$ приравнивается к коэффициенту m.

Составление баланса по газу

При составлении баланса по нескольким газам таблица баланса (прил. 14) должна составляться по каждому из газов отдельно. Графы 1—7 и 9, 10 (прил. 14) заполняют аналогично заполнению таблице баланса по теплу.

В графе 8 помещают средние значения концентраций газа (K, г/м^3) по данным анализа проб воздуха. В графах 11 и 12 (прил. 14) приводится количество газа (K, г/ч) в удаляемом и подаваемом в помещение воздухе.

Если одновременно составляются балансы по теплу, влаге (или только по теплу) и по газу, допускается объединение таблицы баланса по газу с таблицей баланса по теплу и влаге (или только по теплу), но добавляются вертикальные графы со значениями концентрации газа, количества газа в удаляемом из помещения воздухе и количества газа в воздухе, подаваемом в помещение.

Величины $G_{\text{нев}}$ и $t_{\text{нев}}$ определяются в соответствии с указаниями предыдущего параграфа. С учетом полученного значения $t_{\text{нев}}$ необходимо определить соответствующую ей величину $\rho_{\text{нев}}$, а также $L_{\text{нев}}$.

Концентрация газа для величины $L_{\text{нев}}$ принимается:

при преобладании вытяжки над притоком — средней концентрации газа в проемах, через которые в помещение поступает основная масса воздуха;

при преобладании притока над вытяжкой — средней концентрации газа в проемах, через которые из помещения удаляется основная масса воздуха.

После определения количества газа в объеме $L_{\text{нев}}$ подсчитывают суммарное количество газа, удаляемого из помещения и подаваемого в помещение, а затем средневзвешенные концентрации газа в удаляемом и подаваемом воздухе (г/м^3):

$$k_{\text{ср.взв.уд}} = k_{\text{уд}}/\Sigma L_{\text{уд}}; \qquad \text{(III.53)}$$

$$k_{\text{ср.взв.под}} = k_{\text{под}}/\Sigma L_{\text{под}}. \qquad \text{(III.54)}$$

Общее количество газа k, г/ч, выделяющегося в помещение в процессе производства

$$k = \Sigma k_{\text{уд}} - \Sigma k_{\text{под}}. \qquad \text{(III.55)}$$

По итоговым данным баланса по газу определяют удельные газовыделения в помещении в ходе производства:

на единицу вырабатываемой продукции, г/(единицу продукции·ч);

на единицу основного технологического оборудования, г/(единицу оборудования·ч).

В производственных помещениях с газовыми вредными выделениями коэффициент $m_{\text{г}}$ определяется по формуле

$$m_{\text{г}} = \frac{(L - L_{\text{п}})\,(k_{\text{р.з}} - k_{\text{ср.взв.под}})}{k - L_{\text{м.о}}\,(k_{\text{р.з}} - k_{\text{ср.взв.под}})} \qquad \text{(III.56)}$$

или при отсутствии местных отсосов по симплексу концентрации

$$m_{\text{г}} = (k_{\text{р.з}} - k_{\text{ср.взв.под}})/(k_{\text{ср.взв.уд}} - k_{\text{ср.взв.под}}). \qquad \text{(III.57)}$$

Определение необходимых воздухообменов на основе результатов испытаний

Расчет воздухообмена, необходимого для обеспечения нормального санитарно-гигиенического состояния воздушной среды рабочей зоны, должен осуществляться на основе результатов натурных испытаний.

Если на основании результатов испытаний, проведенных при нормальной загрузке технологического оборудования после наладки местной вентиляции, выявлено, что соответствие состояния воздушной среды санитарным нормам может быть достигнуто без изменения принципиальной схемы вентиляции, необходимая суммарная производительность общеобменной и местной вентиляции, м^3/ч, может быть определена по формулам:

а) для ассимиляции газовых вредных выделений

$$L_{\text{необх}} = L_{\text{ф}} \frac{k^{\text{ф}}_{\text{р.з}} - k^{\text{ф}}_{\text{под}}}{k_{\text{пдк}} - k^{\text{ф}}_{\text{под}}}, \qquad \text{(III.58)}$$

где $L_{\text{ф}}$ — фактическая суммарная подача общеобменной и местной вентиляции при испытаниях, м^3/ч; $k^{\text{ф}}_{\text{р.з}}$ — средняя фактическая концентрация газа в воздухе рабочей зоны, мг/м^3; $k^{\text{ф}}_{\text{под}}$ — средняя фактическая концентрация газа в подаваемом воздухе, мг/м^3; $k^{\text{ф}}_{\text{под}}$ — расчетная концентрация газа в подаваемом воздухе, мг/м^3; $k_{\text{пдк}}$ — предельно допустимая по санитарным нормам концентрация газа в воздухе рабочей зоны, мг/м^3.

При отсутствии газа в подаваемом воздухе приведенная формула принимает вид:

$$L_{\text{необх}} = L_{\text{ф}}\,(k_{\text{р.з}}/k_{\text{пдк}}); \qquad \text{(III.59)}$$

б) для ассимиляции влаговыделений

$$G_{\text{необх}} = G_{\text{ф}} \frac{d^{\text{ф}}_{\text{р.з}} - d^{\text{ф}}_{\text{под}}}{d_{\text{р.з}} - d^{\text{р}}_{\text{под}}},$$

где $G_{\text{ф}}$ — фактическое суммарное количество воздуха общеобменной вентиляции при испытаниях, кг/ч; $d^{\text{ф}}_{\text{р.з}}$ — среднее фактическое содержание влаги в воздухе рабочей зоны, г/кг; $d^{\text{ф}}_{\text{под}}$ — среднее фактическое содержание влаги в подаваемом воздухе, г/кг; $d^{\text{р}}_{\text{под}}$ — расчетное содержание влаги в подаваемом воздухе, г/кг; $d^{\text{р}}_{\text{р.з}}$ — нормируемое содержание влаги в воздухе рабочей зоны, г/кг;

в) для ассимиляции тепловыделений в теплый период (при известной величине теплонапряженности помещения), когда испытания проводились при температуре наружного воздуха, близкой к расчетной летней для вентиляции, и по расчетной величине солнечной радиации:

$$G_{\text{необх}} = G_{\text{ф}} \frac{t^{\text{ф}}_{\text{р.з}} - t^{\text{ф}}_{\text{под}}}{\Delta t_{\text{норм}}} \qquad \text{(I.6)}$$

где $G_{\text{ф}}$ — фактический суммарный воздухообмен общеобменной вентиляции при испытаниях, кг/ч; $t^{\text{ф}}_{\text{р.з}}$ — средняя фактическая температура воздуха ра-

бочей зоны помещения, °С; $t^{ф}_{под}$ — фактическая средняя температура подаваемого воздуха, °С; $\Delta t_{норм}$ — расчетное по санитарным нормам значение температурного перепада $\left(\Delta t_{норм} = t^{р}_{р.з} - t^{р}_{пр}\right)$, °С.

Для других случаев необходимый воздухообмен общеобменной вентиляции может быть определен на основании данных, полученных при составлении балансов.

Если натурные испытания для составления балансов проводились после наладки местной вытяжной вентиляции, необходимый воздухообмен общеобменной вентиляции ориентировочно находят:

а) для ассимиляции газовых вредностей

$$L_{необх} = \frac{1000\,(k_{расч} - m_г)}{k_{пдк} - k^{р}_{под}}; \qquad (III.61)$$

$$k_{расч} = k_{уд}\, n_{расч}, \qquad (III.62)$$

где $k_{расч}$ — расчетное количество газовых вредных выделений в помещении, г/ч; $k_{уд}$ — удельные газовые выделения в воздушную среду помещения на единицу вырабатываемой продукции, основного оборудования и т. д., определенные на основании данных, полученных при составлении балансов, г/(единицу оборудования·ч); г/(единицу продукции·ч) и т. д.; $n_{расч}$ — расчетное число оборудования, выпускаемой продукции и т. д., ед.; $m_г$ — коэффициент по газу, определенный на основании данных, полученных при составлении балансов; $k_{пдк}$ — предельно допустимая по санитарным нормам концентрация газовых выделений в воздухе рабочей зоны, мг/м³; $k^{р}_{под}$ — расчетное содержание вредных выделений в подаваемом воздухе, мг/м³;

б) для ассимиляции теплоизбытков, кг/ч:

$$G_{необх} = (Q_т\, m + Q_{рад} - Q_{т.п})/0{,}24\Delta t, \qquad (III.63)$$

где $Q_т$ — расчетное количество тепла, выделяющегося в воздушную среду помещения от технологического оборудования, ккал/ч; $Q_{рад}$ — расчетное значение солнечной радиации, ккал/ч; $Q_{т.п}$ — расчетное значение теплопотерь ограждающими конструкциями, определенных по рабочей зоне (на высоте 2 м от пола), ккал/ч; Δt — расчетный перепад температур для теплого периода года — между температурой воздуха в рабочей зоне и температурой наружного воздуха; для холодного периода года — между температурой воздуха в рабочей зоне и температурой приточного воздуха, °С;

в) когда в ходе технологического процесса в воздушную среду одновременно выделяются тепло и влага:

расчетное значение количества тепла

$$Q^{п}_{расч} = Q_т + Q_{рад} - Q^{р}_{т.п}, \qquad (III.64)$$

количество влаги

$$D_{расч} = D_{уд}\, n_{расч}, \qquad (III.65)$$

угловой коэффициент луча процесса по J—d-диаграмме

$$\varepsilon = Q^{п}_{расч}/D_{расч},$$

уд — удельные влаговыделения в воздушную среду помещения на единицу продукции, основного оборудования и т. д., определенные на основании данных, полученных при составлении балансов, г/(единицу оборудования·ч); г/(единицу продукции·ч) и т. д.; $n_р$ — расчетное количество оборудования, выпускаемой продукции и т. д.

На I—d-диаграмме строят луч процесса изменения состояния воздуха, после чего определяют его расчетные значения.

Необходимый воздухообмен, кг/ч, определяется:

по теплу

$$G_{необх} = \frac{Q_т\, m + Q_{рад} - Q^{р}_{т.п}}{\Delta i} \qquad (III.66)$$

и по влаге

$$G_{необх} = \frac{D_{расч}\, m_{вл}\, 1000}{\Delta d}, \qquad (III.67)$$

где $Q^{р}_{т.п}$ — расчетные теплопотери ограждающими конструкциями помещения, ккал/ч; $D_{расч}$ — расчетное количество влаги, выделяющейся в воздушную среду помещения кг/ч; $m_{вл}$ — коэффициент по влаге, определенный на основании данных, полученных при составлении балансов; $Q_т$, m, $Q_{рад}$ $Q^{р}_{т.п}$ — см. ранее.

После определения необходимых воздухообменов расчетами и построением луча процесса на I—d-диаграмме следует проверить их достаточность для невыпадения влаги на ограждающих конструкциях помещения.

Получив заданный необходимый воздухообмен, проверяют фактическое состояние воздушной среды и в случае необходимости производят соответствующую регулировку вентиляционных установок и аэрационных устройств.

Глава IV

ИСПЫТАНИЕ И НАЛАДКА СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

IV.1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ

В главе рассматриваются вопросы наладки центральных секционных агрегатных неавтономных и автономных кондиционеров отечественного производства и кондиционеров типа КВ11, КВ12, КВ13, выпускаемых ГДР, значительное число которых поставляется в СССР в рамках СЭВ. Целью работ по испытанию и наладке системы кондиционирования является достижение и стабильное поддержание требуемых параметров воздуха в кондиционируемом помещении при наиболее экономичном режиме работы всех элементов системы.

Испытанию и наладке подлежат: основное оборудование кондиционеров; зональные подогреватели и воздухоохладители; эжекционные доводчики; регулирующие и смесительные воздушные клапаны; сеть воздуховодов; воздухораздающие и воздухоприемные устройства; устройства для увлажнения воздуха в помещениях (системы доувлажнения); системы увлажнения воздуха паром; устройства для глушения шума; системы тепло- и холодоснабжения; приборы и средства автоматизации.

Испытание и наладка отдельных элементов кондиционера производятся на три сезонных режима работы: в теплый, холодный и переходный периоды года, а итоговые испытания системы в целом и сдача ее в эксплуатацию на одном из указанных сезонных режимов.

Работа элементов кондиционера в сезонном режиме отличном от режима, при котором выполняются наладочные работы, проверяется при имитации наружного режима. Например, при выполнении наладочных работ в холодный период года работа оросительной камеры в режиме охлаждения воздуха проверяется имитацией теплого периода года нагревом воздуха в калориферах первого подогрева. Проверка работы калориферов первого подогрева при выполнении наладочных работ в теплый период года выполняется подачей теплоносителя максимально возможной температуры при перепаде давления, равном перепаду давления в холодный период года. Если имитацию сезонного режима создать невозможно, испытание и наладка элементов кондиционера производятся в теплый и холодный периоды года.

Испытание и наладка воздухораздающих и воздухоприемных устройств систем кондиционирования воздуха, обслуживающих помещения, в которых выделения тепла и влаги круглый год постоянны, осуществляются на одном из сезонных режимов. В тех случаях, когда выделения тепла и влаги в помещениях зависят от времени года (значительные теплопотери и теплопоступления через строительные ограждения) испытание и наладка воздухораздающих и воздухоприемных устройств выполняются в теплый и холодный периоды года.

Различают испытание и наладку вновь смонтированных и эксплуатируемых на действующих предприятиях систем кондиционирования воздуха. Испытание и наладка вновь смонтированных систем, как правило, производятся при полном или частичном отсутствии выделений в помещениях тепла, влаги и газов.

До наладочных работ на вновь смонтированных системах необходимо:

1. Ознакомиться с проектом кондиционирования воздуха, включая разделы теплохолодоснабжения и автоматизации. Если в кондиционируемом помещении предусмотрено устройство системы водяного отопления, необходимо ознакомиться с данным разделом проекта. При рассмотрении проекта автоматизации следует ознакомиться с принципиальными схемами по регулированию отдельных элементов кондиционера: последовательностью работы воздушных клапанов и регулирующих клапанов теплохолодоносителя, защитой калориферов от замораживания, способом поддержания параметров воздуха в кондиционируемом помещении.

2. Сверить смонтированное оборудование, трубопроводов и воздуховодов с проектом, а также проверить соответствие монтажа требованиям СНиП и заводским инструкциям на оборудование. При наличии скрытой прокладки воздуховодов и трубопроводов ознакомиться с актом на скрытые работы.

3. Выявить визуальным осмотром неплотности соединений секций кондиционеров и воздуховодов. При большой протяженности воздуховодов неплотности выявляются с помощью переносного вентилятора (см. главу III). Обнаруженные дефекты соединений устранить подтяжкой болтов, установкой уплотнительных резиновых прокладок, промазкой герметиком.

4. Проверить наличие тепловой изоляции секций кондиционера, воздуховодов, трубопроводов тепло- и холодоснабжения, а также соответствие ее толщины требованиям проекта.

5. Обследовать кондиционируемое помещение для определения соответствия проекту: размера и объема помещения; ориентации относительно стран света; конструкции наружных и внутренних ограждений; устройств для уменьшения теплопоступлений от солнечной радиации; числа и типа воздухоприемных и воздухораздающих устройств; схемы воздухообмена; числа и типа нагревательных приборов системы отопления; мощности установленного технологического оборудования и светильников. При обследовании кондиционируемых помещений необходимо обратить внимание на правильность выбора места установки датчиков регуляторов температуры и относительной влажности воздуха.

Каждое отклонение от проекта должно быть зафиксировано соответствующим актом, в соответствии с которым проектная организация вносит необходимые изменения в техническую документацию. На все обнаруженные дефекты и недоделки монтажных работ составляется ведомость, по которой строительные организации устраняют отмеченные недостатки.

Перед выполнением тепловой и гидравлической наладки системы кондиционирования воздуха производится наладка механического оборудования, обеспечивающая его работу в нормальном эксплуатационном режиме. Механической наладке подлежат: вентиляторы, направляющие аппараты, гидро- и индукторные муфты скольжения,

фильтры, оросительные камеры, воздушные клапаны, насосы, регулирующие клапаны теплохолодоносителя. Если при выполнении наладки оборудования будут обнаружены заводские дефекты изготовления, составляется акт-рекламация, на основании которой на объект вызывается представитель завода-поставщика.

Тепловая и гидравлическая наладка систем кондиционирования воздуха начинается с ее аэродинамического испытания и регулировки расходов воздуха, проходящего через воздухораздающие и воздухоприемные отверстия, в соответствии с требованиями проекта. Затем производят испытание и наладку отдельных элементов кондиционера (калориферов первого и второго подогревов, камеры орошения, поверхностного воздухоохладителя, фильтра, воздушных клапанов и клапанов тепло-холодоносителя). Эффективная работа калориферов, поверхностных воздухоохладителей и оросительных камер возможна лишь при условии, что гидравлический и тепловой режимы сети трубопроводов тепло- и холодоснабжения будут соответствовать требованиям проекта. В связи с этим наладка систем тепло- и холодоснабжения должна предшествовать наладке системы кондиционирования воздуха или выполняться одновременно.

После того как будет обеспечено соответствие работы оборудования кондиционера требованиям проекта, производится регулирование воздухораздающих и воздухоприемных устройств помещения для обеспечения равномерного распределения температуры и относительной влажности воздуха по площади помещения исключения застойных зон и достижения проектных значений скорости движения воздуха на рабочих местах. Регулирование скорости движения воздуха на рабочих местах осуществляется при минимальной температуре приточного воздуха, соответствующей максимальному значению теплоизбытков помещения. Измеряется уровень звукового давления в помещении и сравнивается с нормативным значением.

После наладки отдельных элементов системы кондиционирования воздуха производятся итоговые испытания системы в целом и сдача ее в эксплуатацию. Если в процессе выполнения наладочных работ будет установлено, что система кондиционирования воздуха или ее отдельные элементы не обеспечивают требований проекта, составляется соответствующий акт, в котором указывается причина неудовлетворительной работы системы. На основании акта проектная организация корректирует техническую документацию и после устранения причин неисправностей выполняет повторную наладку.

Работы по испытанию и наладке систем кондиционирования воздуха, находящихся в эксплуатации на действующих предприятиях, следует начинать с обследования кондиционируемого помещения и ознакомления с технологическим процессом. При этом основной задачей является определение теплоизбытков влаго- и газовыделений при существующем технологическом процессе. Перед выполнением работ по определению теплоизбытков и влагогазовыделений обследуется технологическое оборудование, выделяющее вредные вещества, и разрабатываются мероприятия по максимальному их снижению (укрытия, герметизация оборудования, устройство теплоизоляции и т. п.).

Для определения величины теплоизбытков, влаго- и газовыделений следует, как правило, составлять тепловые, влажностные и газовые балансы (см. главу III). Для общественных зданий, где источниками выделения тепла и влаги являются люди, освещение и теплопоступления через наружные ограждения, расчетную нагрузку

на кондиционер можно определять теоретически, не составляя тепловых и влажностных балансов. При обследовании общественных зданий особое внимание следует обращать на герметичность оконных проемов и фрамуг с тем, чтобы до минимума свести поступление наружного воздуха в кондиционируемое помещение.

Зная расчетные нагрузки на кондиционер, строят процесс обработки воздуха на I—d-диаграмме, чтобы определить объем воздуха для ассимиляции выделений вредных веществ и расчетные нагрузки на кондиционер по теплу и холоду. При построении процесса обработки воздуха на I—d-диаграмме известными являются расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха, а также величины выделяющихся вредных веществ. Параметры внутреннего воздуха для систем комфортного кондиционирования принимаются в соответствии с требованиями СНиП, а для технологического — в соответствии с заданием технолога предприятия. По полученным в результате построения на I—d-диаграмме процесса обработки воздуха и нагрузкам по теплу и холоду производится проверочный расчет фактически установленного оборудования кондиционера (калориферов первого, второго подогрева, оросительной камеры, поверхностного воздухоохладителя и др.), системы воздуховодов и воздухораздающих устройств.

Если установленное оборудование кондиционера, а также источники тепла и холода по своим паспортным характеристикам могут обеспечить расчетные потребности в тепле, холоде, воздухе, проводят испытание системы кондиционирования, в результате которого определяют:

подачу кондиционера по воздуху;

характеристику сети воздуховодов и воздухораздающих устройств;

максимальную теплопроизводительность калориферов первого, второго подогревов и зональных подогревателей;

холодопроизводительность поверхностного воздухоохладителя или оросительной камеры;

характеристику систем теплохолодоснабжения, регулирующих клапанов по воде, пару и воздуху;

фактическую производительность источников холода;

затем анализируют полученные результаты испытания и в случае необходимости разрабатывают мероприятия по обеспечению эффективной работы отдельных элементов системы. К таким мероприятиям относятся: изменение подачи вентилятора, конструктивные изменения сети воздуховодов, замена воздухораздающих и воздухозаборных устройств, изменение схемы обвязок по воде калориферов и поверхностных воздухоохладителей, замена насоса оросительной камеры, изменение диаметра выходного отверстия форсунок и др. Рекомендации в виде чертежей с пояснительной запиской передаются заказчику.

Наладка системы кондиционирования воздуха производится после выполнения рекомендованных мероприятий заказчиком. Последовательность работ по наладке оборудования аналогична изложенной выше, за исключением методов регулирования метеорологических условий в помещении. Эти работы необходимо выполнять при максимальных теплоизбытках, влаго- и газовыделениях в помещении. Итоговые испытания системы также производят при максимальном выделении вредных веществ. По результатам наладочных

работ всех видов систем кондиционирования воздуха составляется технический отчет и передается заказчику.

Когда по результатам предварительно выполненных расчетов установлено, что существующая система кондиционирования не может обеспечить поддержание требуемых параметров воздуха в помещении, определяются исходные данные для проектирования реконструкции системы. Техническая документация, составляемая по исходным данным, включает: техническую характеристику кондиционируемого помещения; описание конструкции наружных и внутренних ограждений; описание технологического процесса; количество выделяемых теплоты, влаги и газов; требуемые параметры внутреннего воздуха; рекомендуемый процесс обработки воздуха, выполненный на *I—d*-диаграмме; результаты испытания системы кондиционирования воздуха, а также систем теплохолодоснабжения для определения возможности использования части установленного оборудования в проекте реконструкции.

IV.2. НАЛАДКА ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЦЕНТРАЛЬНЫХ СЕКЦИОННЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ

Вентиляторные агрегаты

Для комплектации кондиционеров используются вентиляторные агрегаты с центробежными вентиляторами одностороннего и двухстороннего всасывания (табл. IV.1). Вентиляторы одностороннего

Таблица IV.1. **Величина зазоров между входным патрубком и рабочим колесом вентилятора**

Тип кондиционера	Тип и № вентилятора	Величина зазоров, мм	
		А	Б
КТ-30 КТ-40	Ц4-76-12	12^{+5}_{-3}	6^{+2}_{-3}
КТ-60 КТ-80	Ц4-76-16	16^{+8}_{-3}	8^{+2}_{-5}
КТ-120	Ц4-76-20	20^{+10}_{-3}	10^{+2}_{-1}
КТ-160 КТ-200	Ц4-100/2-16/2	16^{+8}_{-3}	8^{+2}_{-5}
КТ-250	Ц4-100/2-20/2	20^{+10}_{-3}	10^{+2}_{-1}

всасывания соединяются с секциями кондиционера посредством мягкой вставки. Вентиляторы двухстороннего всасывания устанавливаются в приточных или рециркуляционных камерах.

Перед производством испытаний вентиляторных агрегатов необходимо убедиться в их правильном монтаже и, если требуется, произвести механическую наладку отдельных узлов.

Для этого необходимо выполнить следующее:

1. Проверить соответствие номера вентилятора типу кондиционера, а также соответствие исполнения рабочего колеса положению кожуха. Правому или левому исполнению рабочего колеса должно соответствовать правое или левое исполнение кожуха.

2. Осмотреть виброизоляторы. Обращать внимание на то, чтобы их винты не упирались в фундамент вентиляторного агрегата.

3. Проверить уровнем горизонтальность установки рамы вентиляторного агрегата и при необходимости произвести регулировку с помощью гаек и контргаек винтов виброизоляторов.

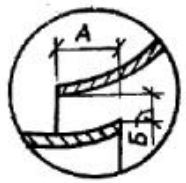


Рис. IV.1. Зазор между входным патрубком и рабочим колесом вентилятора

4. Проверить и, если нужно, отрегулировать зазоры между входным патрубком и рабочим колесом вентилятора (табл. IV.1, рис. IV.1). Рабочее колесо с валом перемещают по вертикали с помощью регулировочных прокладок, устанавливаемых под корпуса подшипников. Перемещение по горизонтали выполняют за счет овальных отверстий в корпусах подшипников.

5. Проверить горизонтальность оси рабочего колеса вентилятора. Отклонение оси от горизонтали допускается не более 0,5 мм на 1 м. При отклонении, превышающем допустимое значение, следует выполнить регулировку с помощью гаек и контргаек виброизоляторов.

6. Снять крышки корпусов подшипников вала рабочего колеса и проверить наличие смазки. Если необходимо, смазать подшипники, то в качестве смазочного материала можно использовать любую смазку, не содержащую свободных кислот.

7. При снятых клиновых ремнях убедиться в свободном без заеданий и касаний вращении рабочего колеса от руки. Проверить статическую балансировку колеса совместно со шкивом. При наличии дебаланса выполнить балансировку рабочего колеса и шкива в отдельности.

8. Проверить, чтобы число и тип ремней соответствовали требованиям заводов-изготовителей (табл. IV.2).

9. С помощью натяжного устройства отрегулировать натяжение клиновых ремней в соответствии с требованиями ГОСТ 1284—68.

10. Проверить герметичность соединений элементов приточной камеры, а также плотность соединения герметичной части ограждений клиноременной передачи со стенкой камеры для кондиционеров КТ-160—КТ-250. При необходимости устранить выявленные неплотности путем подтяжки гаек соединительных болтов либо промазкой швов герметиком.

11. Проверить наличие мягкой вставки между выхлопным патрубком вентилятора и проемом приточной камеры, а также наличие светильников в камерах кондиционеров КТ-160—КТ-250.

12. Проверить наличие заземления корпуса электродвигателя.

Таблица IV.2. **Комплектация вентиляторных агрегатов клиновыми ремнями**

Тип кондиционера	Обозначение вентиляторного агрегата	Частота вращения рабочего колеса, об/мин	Тип клинового ремня	Число	Длина, мм
КД-20	КД 2075	955	Б	4	2000
	КД 2076	1040	Б	4	
	КД 2077	1175	В	4	
КТ-30	03.4420	565	В	3	4000
	03.4430	640	В	3	
	03.4440	750	В	4	
КТ-40	04.4420	610	В	3	4000
	04.4430	660	В	3	
	04.4440	765	В	4	
КТ-60	06.4430	480	В	5	4000
	06.4440	565	В	5	
	06.4450	630	Г	5	
КТ-80	08.4430	510	В	5	4000
	08.4440	575	В	5	
	08.4450	650	Г	7	
КТ-120	12.4430	415	В	7	4000
	12.4440	465	В	7	
	12.4450	523	Г	8	
КТ-160	16.4430	530	Г	6	6700
	16.4440	600	Г	6	
	16.4450	660	Г	8	
КТ-200	20.4430	585	Г	7	6700
	20.4440	645	Г	8	
	20.4450	700	Г	9	
КТ-250	25.4430	430	Д	7	7500
	25.4440	490	Д	9	
	25.4450	523	Д	9	

13. Проверить правильность подключения электродвигателя кратковременным включением. Правильным считается вращение колеса вентилятора по ходу разворота спирального кожуха, что определяется по направлению вращения свободного конца вала электродвигателя. Если направление вращения колеса не соответствует требуемому, его изменяют переключением фаз на клеммах электродвигателя.

Работа вновь смонтированного вентиляторного агрегата проверяется пробным пуском на 1 ч. Предварительно, у вентиляторных агрегатов с вентиляторами одностороннего всасывания полностью закрывают направляющий аппарат, а у вентиляторных агрегатов с вентиляторами двухстороннего всасывания — приемный и рециркуляционный клапаны. Включив вентилятор в работу, прослушивают агрегат. При наличии посторонних шумов и стуков немедленно останавливают вентилятор, выясняют причину неполадок и устраняют их. При нормальной работе агрегата постепенно открывается направляющий аппарат и приемный клапан, производительность вентилятора доводится до проектного значения. При работе вентилятора с проектной подачей проверяется термощупом температура нагрева корпуса подшипников. Максимальная температура корпуса подшипников может быть на 60° С выше температуры окружающей среды, но не должна превышать 85° С. Амплитуда колебаний рамы вентиляторного агрегата определяется в наиболее отдаленной от оси вращения точке.

Допускаемая амплитуда колебаний рамы вентиляторного агрегата в наиболее удаленной от оси вращения точке следующая:

Тип и № вентилятора	Ц4-76-12	Ц4-76-16	Ц4-76-20	Ц4-100-16/2	Ц4-100-20/2
Амплитуда колебаний рамы, мм	0,2	0,23	0,3	0,21	0,3

Способы устранения различных неисправностей в работе вентиляторного агрегата приведены в табл. IV.3.

Таблица IV.3. **Возможные неисправности в работе вентиляторного агрегата и способы их устранения**

Неисправность	Причина	Способ устранения
Повышенная вибрация вентиляторного агрегата	Разбалансировка вращающихся частей (рабочего колеса, шкивов, гидро- или индукторной муфты)	Отбалансировать вращающиеся части
	Ослабло крепление узла вала	Подтянуть болтовые соединения узла вала
	Вышел из строя подшипник	Заменить подшипник
Повышенный нагрев подшипникового узла	Отсутствие смазки в подшипниках	Добавить смазку
	Повышенное натяжение клиновых ремней	Ослабить натяжение ремней
Повышенное скольжение клиновых ремней	Слабое натяжение ремней	Натянуть ремни
	Загрязнение ремней	Очистить ремни

В результате проверки правильности монтажа вентиляторного агрегата и проведения механической наладки отдельных его узлов должно быть обеспечено нормальное эксплуатационное состояние оборудования. Аэродинамические испытания вентилятора и анализ работы его в сети производится по методике, изложенной в главе III.

В отличие от наладки вентиляторных агрегатов вентиляционных систем наладка вентиляторных агрегатов кондиционеров должна включать тепловые испытания — определение нагрева воздуха в вентиляторе. Выполнение тепловых испытаний агрегатов имеет особое

значение для систем кондиционирования, работающих с максимально возможной рабочей разностью температур (перепадом температур между приточным воздухом и воздухом, удаляемым из помещения). Нагрев воздуха в вентиляторе приводит к снижению рабочей разности температур и как следствие к ухудшению экономических показателей системы кондиционирования воздуха. Воздух в вентиляторе одностороннего всасывания нагревается за счет перехода электрической энергии в тепловую, а также за счет теплопередачи через кожух. Для кондиционеров КТ-160 — КТ-250, оборудованных вентиляторами двухстороннего всасывания, нагрев

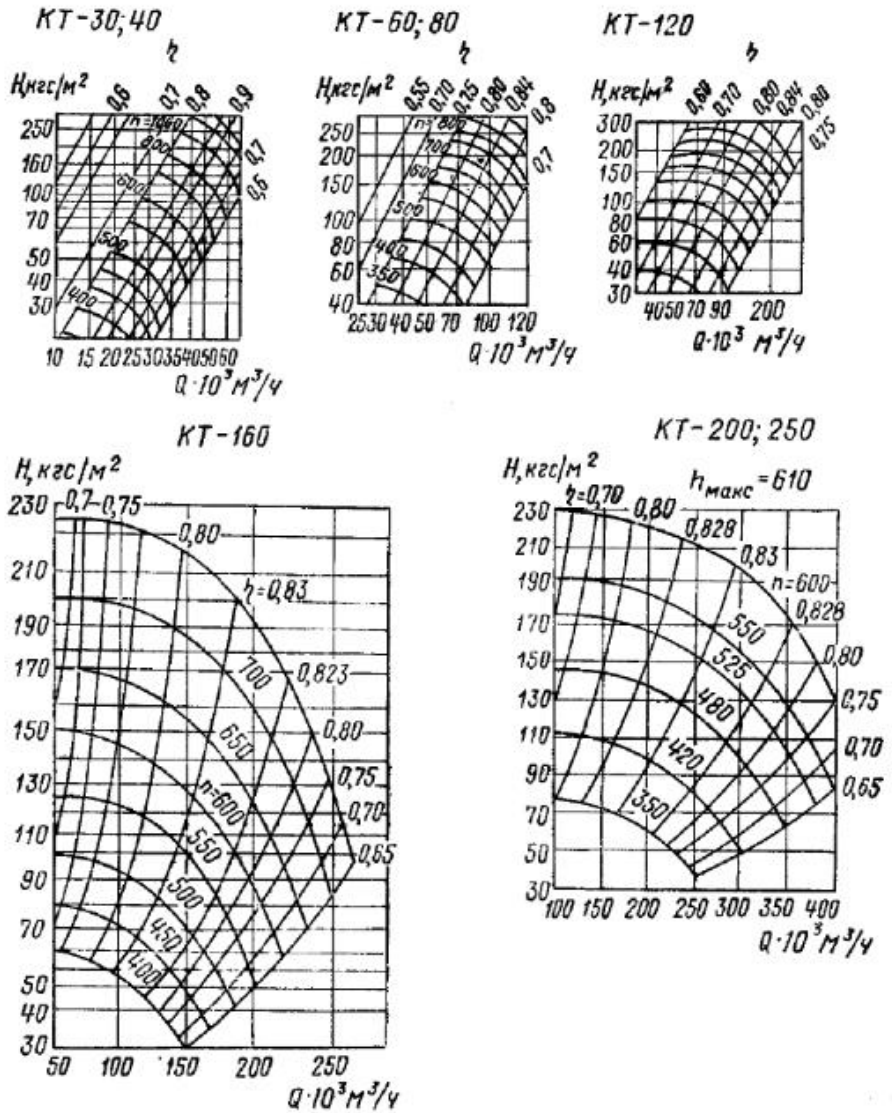


Рис. IV.2. Аэродинамические характеристики вентиляторов секционных кондиционеров КТ

воздуха происходит за счет перехода электрической энергии в тепловую, а также за счет теплопередачи через стенки камеры и подсоса через неплотности ее соединений теплого воздуха помещения, в котором установлен кондиционер.

Тепловые испытания вентиляторов следует проводить после регулировки их на проектную подачу при минимальной температуре перемещаемого ими воздуха и при максимальной температуре воздуха в машинном зале, для чего следует:

1. Обеспечить расчетную температуру воздуха на входе в вентилятор полным или частичным закрытием вентиля, установленного на подающем трубопроводе калорифера второго подогрева. При отсутствии в кондиционере калорифера второго подогрева расчетная температура достигается регулированием подачи холодоносителя в оросительную камеру или поверхностный воздухоохладитель.

2. Включить в работу все освещение и электроприводы, установленные в машинном зале, а также тепловое оборудование (бойлерные, смесительные узлы и т. п.).

Испытания вентиляторов одностороннего всасывания производят при установившемся режиме работы кондиционера в следующей последовательности:

вначале определяют подачу L, м³/ч, и полное давление вентилятора H, кгс/м². По аэродинамической характеристике вентилятора (рис. IV.2, IV.3) находят его КПД;

затем вычисляют температуру воздуха во всасывающем $t_{ср.вс}$ и нагнетающем $t_{ср.нагн}$ отверстиях вентилятора. Температуры измеряют одновременно на всасывании и нагнетании вентилятора. По данным этих замеров вычисляют среднеарифметические значения температур на всасывании и нагнетании

$$t_{ср} = \frac{t_1 + t_2 + \ldots + t_n}{n},$$

где n — число точек измерения.

далее находят фактическую температуру нагрева воздуха в вентиляторе $t_{вент}$, как разность между средними температурами воздуха на нагнетании и всасывании вентилятора:

$$t_{вент} = t_{ср.нагн} - t_{ср.вс}.$$

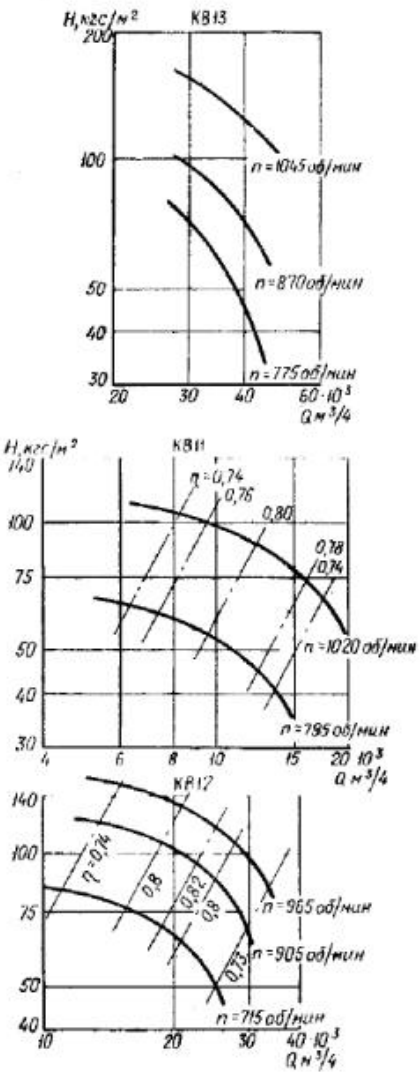


Рис. IV.3. Аэродинамические характеристики вентиляторов кондиционеров КВ

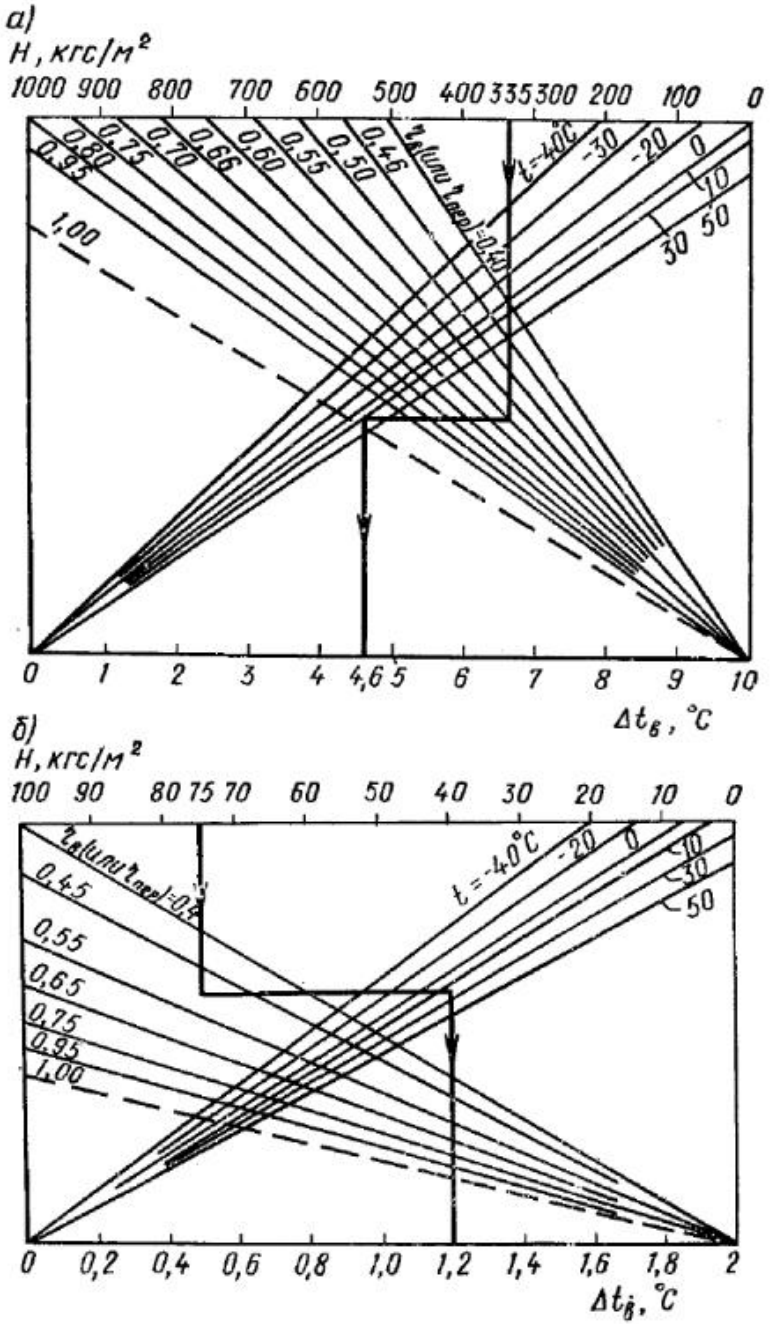


Рис. IV.4. Номограмма для определения нагрева воздуха в вентиляторах

а — вентиляторы с давлением до 1000 кгс/м². *б* — вентиляторы с напором до 100 кгс/м².

Пример. $H=335$ кгс/м²; $\eta_в=0.6$; $t=30°$ С; $\Delta t_в=4.6°$ С;

Пример. $H=75$ кгс/м²; $\eta_в=0,5$; $t=20°$ С; $\Delta t_в=1,2°$ С

После этого рассчитывают температуру нагрева воздуха в вентиляторе по номограмме (рис. IV.4) в зависимости от его давления, КПД, а также температуры на всасывающей стороне вентилятора. При превышении фактической величины нагрева воздуха над расчетной необходимо выполнить тепловую изоляцию кожуха вентилятора.

Методика проведения тепловых испытаний вентиляторов двухстороннего всасывания не отличается от методики испытаний вентиляторов одностороннего всасывания. Замеры давлений и температур на всасывающей стороне вентилятора выполняются в промежуточной секции перед приточной камерой. На нагнетающей стороне вентилятора замеры давлений и температур воздуха проводятся в месте присоединения воздуховода к приточной камере. При превышении фактической температуры воздуха над расчетной необходимо создать тепловую изоляцию приточной камеры.

Вентиляторные агрегаты кондиционеров КВ-11, КВ-12, КВ-13 поставляются заводом-изготовителем в собранном виде совместно с приточной или рециркуляционной камерой, что исключает необходимость выполнения на месте монтажа каких-либо регулировочных работ механической части агрегата.

Перед пуском вентилятора следует проверить: наличие смазки в его опорных подшипниках — смазка должна заполнять не более $^2/_3$ их объема; натяжение клиновых ремней; направление вращения рабочего колеса (должно совпадать со стрелкой, прикрепленной к кожуху вентилятора).

Пробный пуск вентилятора производится в течение 4 ч. Через каждые 30 мин измеряют температуру подшипников. Температура подшипников не должна превышать 70° С. При превышении указанной температуры вентилятор останавливают, выясняют и устраняют дефекты, вызвавшие превышение температуры. В связи с тем, что вентиляторные секции кондиционеров КВ имеют надежную теплоизоляцию и герметизацию, тепловые испытания этих секций не проводят.

Величину нагрева воздуха в вентиляторе за счет перехода электрической энергии в тепловую определяют по номограмме (см. рис. IV.4).

Направляющие аппараты

Направляющие аппараты (рис. IV.5) предназначены для регулирования подачи и давления вентиляторов одностороннего всасывания, а также для уменьшения пусковой нагрузки электродвигателя за счет полного закрытия лопаток направляющего аппарата. Направляющий аппарат представляет собой обечайку *1* с вмонтированными в ней лопатками *2*. Поворот лопаток осуществляется ручным *5* или электрическим приводом, которые соединяются с лопатками системой рычагов *3* общим поворотным кольцом *4*. В качестве ручного привода лопаток используется одноступенчатый редуктор, а в качестве электропривода — исполнительный механизм типа МЭО.

Направляющие аппараты изготовляются правого и левого исполнений. Правому исполнению соответствует вращение лопаток против хода часовой стрелки при открывании направляющего аппарата, левому исполнению — по ходу часовой стрелки. Направляющими аппаратами правого исполнения комплектуются вентиляторы правого

вращения, а левого исполнения — вентиляторы левого вращения. Направляющий аппарат крепится к фланцу входного отверстия вентилятора. Проходя через направляющий аппарат, воздух закручивается лопатками в сторону вращения рабочего колеса вентилятора тем больше, чем больше угол поворота лопаток. При полностью закрытых лопатках угол поворота принимается равным 90°.

Перед производством аэродинамических испытаний направляющего аппарата необходимо проверить соответствие его исполнения направлению вращения рабочего колеса вентилятора; убедиться в параллельности хода лопаток, для чего полностью закрыть лопатки. При наличии больших зазоров между кромками лопаток отпустить гайки стягивающих рычагов, вручную повернуть лопатки до полной ликвидации зазоров и затянуть гайки.

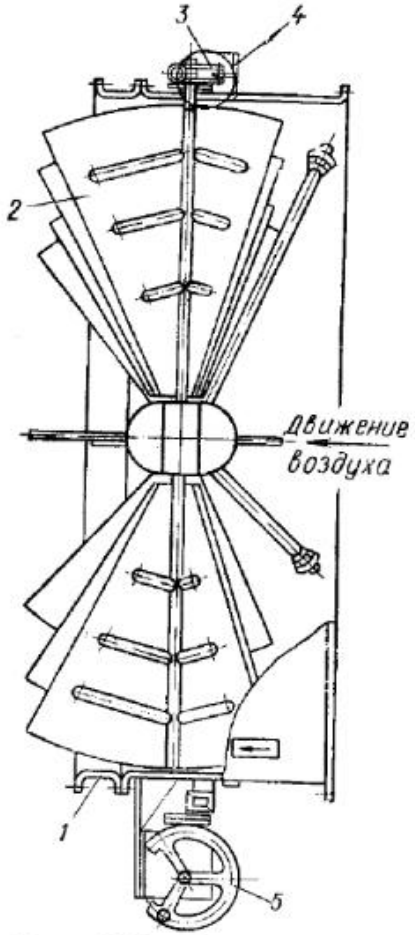


Рис. IV.5. Направляющий аппарат

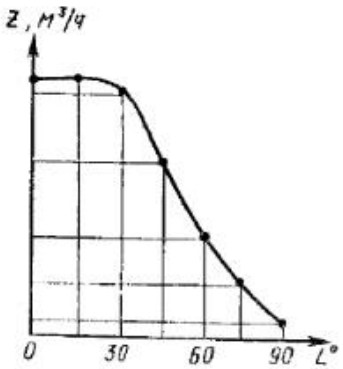


Рис. IV.6. Изменение производительности вентилятора при повороте лопаток направляющего аппарата

Аэродинамические испытания и наладка направляющих аппаратов выполняются в случаях, когда проектом предусмотрен количественный способ регулирования параметров воздуха в кондиционируемых помещениях, либо с помощью направляющего аппарата поддерживается постоянное давление вентиляционной сети. При этом цель наладки направляющего аппарата — обеспечить необходимые характеристики вентилятора изменением угла поворота лопаток.

Испытания и наладка направляющего аппарата производятся после аэродинамической регулировки системы при работе вентилятора кондиционера в предусмотренном проектом режиме.

При испытании направляющего аппарата измеряются подача и давление вентилятора при положении лопаток 0—90° через каждые 15°. Результаты измерения представляются в виде графика (рис. IV.6). На оси абсцисс откладываются значения угла поворота створок направляющего аппарата 0 °С, на оси ординат — подача или давление в контрольной точке сети. С помощью графика анализируется работа направляющего аппарата. Например, из анализа графика, приведенного на рис. IV.6, видно, что закрытие створок клапана на 25° практически не привело к уменьшению подачи вентилятора. Для качественного регулирования необходимо ограничить угол открытия лопаток направляющего аппарата до 25°. Указанное можно осуществить ограничением угла поворота вала исполнительного механизма с помощью концевых выключателей.

Гидромуфты

Гидромуфты используются для плавного пуска вентиляторов двухстороннего всасывания при бесступенчатом регулировании их подачи, а также для уменьшения пусковой нагрузки электродвигателей.

Гидромуфта, принципиальная схема которой представлена на рис. IV.7, состоит из: электродвигателя *1*; насосного колеса Н; маслобака *8*, на котором установлены все узлы гидромуфты; шестеренчатого насоса *9* для наполнения гидромуфты маслом и возврата его в бак в процессе регулирования; клапанной коробки *10* для разделения линии нагнетания от линии слива, с помощью чего обеспечивается возможность циркуляции масла через маслоохладитель при работающей гидромуфте и отключенном маслонасосе; сетчатого фильтра *7* для очистки масла при заполнении маслобака; собственно гидромуфты *2*, шкива *3*, маслоохладителя *4*; манометра *5* для контроля давления, соответствующего числу оборотов турбинного колеса Т; предохранительного клапана *6*, опоры *11* для основных подшипников гидромуфты.

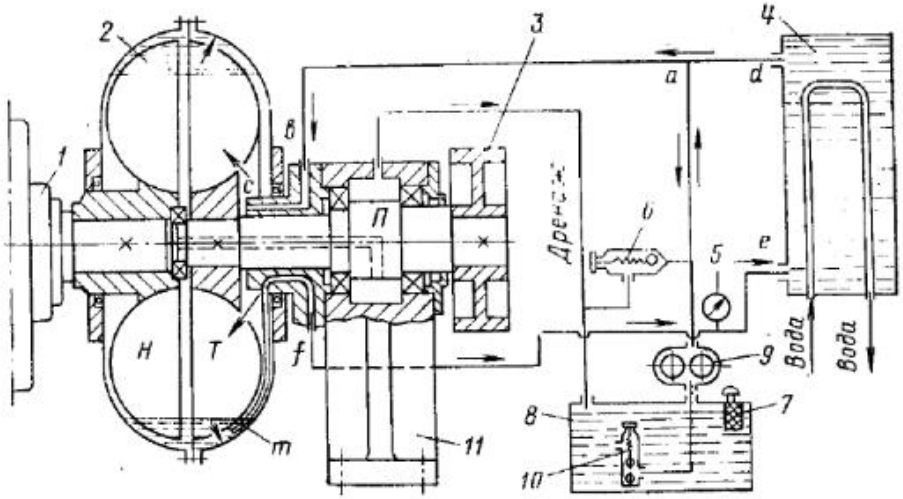


Рис. IV.7. Принципиальная схема гидромуфты

Работа гидромуфты заключается в плавном изменении числа оборотов турбинного колеса Т, жестко связанного со шкивом *3*, при постоянных оборотах насосного колеса Н, закрепленного на валу электродвигателя *1*, за счет изменения наполнения полости гидромуфты маслом.

Масло из маслобака через нижнее отверстие клапанной коробки *10* забирается шестеренчатым насосом и подается по маслопроводам *abc* в гидромуфту, увеличивая степень наполнения рабочего объема. Одновременно масло поступает по маслопроводу *ad* до полного заполнения маслоохладителя. По маслопроводу *fe* масло не поступает в гидромуфту в связи со значительным сопротивлением и наличием давления в черпающей трубке *m*. Воздух и излишки масла из гидромуфты поступают через дренажную трубку в маслобак. При достижении нужных оборотов шестеренчатый насос отключается. Масло набегает на неподвижную черпающую трубку *m* и поступает по маслопроводу *fe* в маслоохладитель, откуда по маслопроводу *dabc* снова поступает в гидромуфту. В бак масло не поступает, так как давление, создаваемое при работе муфты на постоянных оборотах, меньше сопротивления шестеренчатого насоса и клапанной коробки. Таким образом, количество масла, циркулирующего в системе, остается постоянным, за счет чего число оборотов в гидромуфте остается постоянным. Для уменьшения частоты вращения включается шестеренчатый насос на откачку масла. При этом масло через черпающую трубку подается в маслоохладитель, откуда поступает в шестеренчатый насос и через перепускной клапан в клапанной коробке стекает в маслобак.

В результате уменьшается наполнение гидромуфты маслом и соответственно снижаются ее обороты. Для полной остановки гидромуфты нужно откачать масло до тех пор, пока давление по манометру не упадет до нуля, после чего шестеренчатый насос и электродвигатель вентилятора выключаются.

Диапазон регулирования гидромуфты 450—940 об/мин, расход водопроводной воды для охлаждения масла 0,7—1,3 м³/ч при температуре, не превышающей 20° С.

Перед пуском смонтированной гидромуфты необходимо:

проверить надежность крепления всех узлов на станине и станины на раме вентиляторного агрегата;

проверить соосность канавок под клиновые ремни шкивов вентиляторного агрегата и гидроустановки;

залить в маслобак хорошо профильтрованное минеральное масло — индустриальное 12, индустриальное 20 или турбинное 22 в объеме 50 л, уровень контролируется щупом;

открыть вентиль подачи водопроводной воды в маслоохладитель, начальная температура воды не должна превышать 20° С;

кратковременным включением электродвигателя проверить направление вращения шкива гидромуфты.

Пробный пуск гидромуфты производится на 30—50 мин в следующей последовательности:

а) включить электродвигатель вентилятора;

б) включить на 3 мин шестеренчатый насос на нагнетание масла в муфту и после того, как давление масла стабилизируется, определить с помощью тахометра частоту вращения шкива гидромуфты.

Последующее доведение частоты вращения муфты до проектного значения производится кратковременными (5—7) включениями шестеренчатого насоса на откачку или накачку масла с выдержкой между ними 3—5 мин.

Таблица IV.4. **Возможные неисправности в работе гидромуфты и способы их устранения**

Неисправность	Причина	Метод устранения
Шестеренчатый насос не подает масло в гидромуфту	Забит фильтр клапанной коробки	Очистить фильтр клапанной коробки
Манометр не показывает давление	Забиты жиклеры	Отвернуть две пробки на кожухе гидромуфты, прочистить жиклеры, завернуть пробки
	Неисправен манометр	Заменить манометр
Снижаются обороты гидромуфты	Шарики в клапанной коробке неплотно сидят в седлах	Притереть шарики к седлам клапанной коробки
Перегрев гидромуфты	Недостаточный расход или высокая начальная температура охлаждающей воды	Увеличить расход воды
	Отложение накипи в маслоохладителе	Промыть водяной тракт маслоохладителя 10%-ным раствором каустической соды
	Забиты жиклеры	Отвернуть две пробки на кожухе гидромуфты, прочистить жиклеры, завернуть пробки
	Длительная работа гидромуфты на нижнем пределе регулирования	Повысить обороты гидромуфты

При пробном пуске контролируется величина силы тока, проходящего через электродвигатель. При отсутствии посторонних шумов, течи масла в соединениях и перегрева (температура масла не должна превышать 90° С) гидромуфту можно эксплуатировать (табл. IV.4).

При испытании гидромуфты определяется зависимость частоты вращения шкива гидромуфты от давления масла. В зависимости от применяемого способа регулирования параметров воздуха в кондиционируемом помещении производятся два вида испытаний гидромуфты. При качественном способе регулирования подача вентилятора постоянна, при этом определяется только давление масла, обеспечивающее требуемую частоту вращения шкива гидромуфты. Испытание осуществляется в следующей последовательности,

1. Полностью открывают регулирующие устройства сети воздуховодов и приемный клапан кондиционера. При наличии рециркуляции клапаны наружного и рециркуляционного воздуха устанавливаются в среднее положение.

2. Включают электродвигатель вентилятора, затем — шестеренчатый насос гидромуфты на 2 мин.

3. В контрольной точке вентиляционной сети замеряют динамическое давление и определяют подачу вентилятора. При необходимости изменения подачи вентилятора до проектной шестеренчатый насос включается на 20—30 с на накачку или откачку масла. При достижении проектной подачи вентилятора производят аэродинамическую регулировку вентиляционной сети. После аэродинамической регулировки вентиляционной сети окончательно корректируют частоту вращения гидромуфты, обеспечивая тем самым требуемую подачу вентилятора. Затем измеряют частоту вращения шкивов гидромуфты и вентилятора. На стекле манометра гидромуфты краской наносится риска, показывающая давление масла, соответствующее проектной частоте вращения шкива гидромуфты.

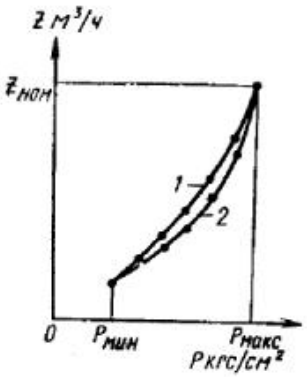


Рис. IV.8. Результаты испытания гидромуфты

1 — обратный ход; *2* — прямой ход

При количественном или качественно-количественном способе регулирования параметров воздуха в кондиционируемых помещениях подача вентилятора переменна. В этом случае гидромуфту испытывают для определения зависимости подачи вентилятора от давления масла в системе, а также изменения давления масла в зависимости от продолжительности работы шестеренчатого насоса.

Испытания осуществляются после аэродинамической регулировки сети при достижении требуемой подачи вентилятора и определении соответствующей максимальной частоты вращения шкива гидромуфты.

При проведении испытаний включают шестеренчатый насос на накачку масла в гидромуфту на 1 мин, измеряют частоту вращения шкива гидромуфты. В том случае, если частота вращения шкива не соответствует нижнему пределу регулирования (450 об/мин), кратковременным включением шестеренчатого насоса на накачку или откачку масла добиваются указанной частоты вращения шкива. Затем записывают давление масла в системе, измеряют подачу вентилятора, снова включают шестеренчатый насос на 30 с на накачку масла, замеряют подачу вентилятора и записывают давление масла. Шестеренчатый насос включают на 30 с до тех пор, пока давление масла не будет соответствовать максимальной частоте вращения шкива гидромуфты. Испытания производят как для режима повышения, так и понижения частоты вращения шкива гидромуфты.

Результаты испытаний представляют в виде зависимости подачи вентилятора от давления масла в гидромуфте и продолжительности работы шестеренчатого насоса (рис. IV.8). Если с изменением частоты вращения рабочего колеса вентилятора поддерживается постоянное давление воздуха в какой-либо точке сети, испытания гидромуфты выполняются аналогично изложенным выше. По результатам испытания строится график зависимости давления вентилятора от давления масла в гидромуфте и продолжительности работы шестеренчатого насоса.

Индукторные муфты скольжения

Для плавного регулирования подачи вентиляторов двухстороннего всасывания и уменьшения пусковой нагрузки электродвигателей наряду с гидромуфтами используются индукторные муфты скольжения. Индукторная муфта скольжения (рис. IV.9) состоит из двух

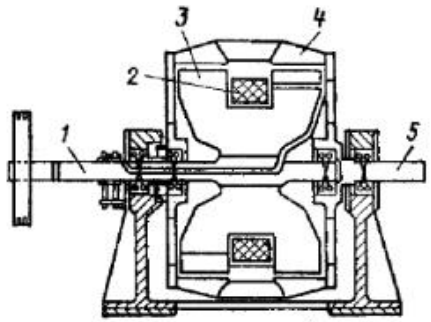


Рис. IV.9. Индукторная муфта скольжения

электромагнитных связанных частей, расположенных концентрично одна относительно другой. Наружная часть муфты, называемая якорем *4*, выполнена в форме полого цилиндра, охватывающего индуктор *3* и отделенного от него небольшим зазором, порядка 1 мм. Индуктор представляет собой зубчатое колесо с обмоткой возбуждения постоянного тока *2*, помещенной в круговом пазу.

Муфта имеет два не связанных друг с другом вала (вал индуктора *1* и вал якоря *5*). Обычно якорь соединяется с электродвигателем, а на вал индуктора насаживается шкив.

Соединение вала якоря с валом электродвигателя осуществляется с помощью соединительных втулочно-пальцевых упругих муфт. При отсутствии тока в обмотке возбуждения якорь вращается вхолостую с частотой, равной частоте вращения вала электродвигателя, а индуктор неподвижен. Если же в обмотку возбуждения подается постоянный ток, то возникает магнитный поток, замыкающийся через якорь и индуктор. Вследствие неодинаковых магнитных сопротивлений воздушного зазора над зубцами и над впадинами индуктора распределение магнитного поля по окружности якоря неравномерно. Плотность магнитного потока достигает максимума над зубцами и минимума над впадинами. При перемещении якоря относительно индуктора получается переменное магнитное поле, которое вызывает появление вихревых токов в поверхностном слое массивного якоря. Взаимодействие вихревых токов с основным магнитным потоком создает крутящий момент, в результате чего индуктор приходит во вращение в том же направлении, что и якорь. Частота вращения при данной нагрузке зависит от величины тока возбуждения. Регулируя последний, можно плавно изменить частоту вращения колеса вентилятора при неизменной частоте вращения и приводного электродви-

гателя. Мощность возбуждения не превышает 0,5—1% передаваемой мощности. Питание цепи возбуждения осуществляется от сети переменного тока через выпрямитель.

Для регулирования тока возбуждения индукторной муфты скольжения может быть предусмотрен вариатор напряжения с автоматическим или ручным управлением. По окончании монтажа индукторной муфты перед ее пуском в эксплуатацию проводят приемно-сдаточные испытания для определения состояния индукторных муфт скольжения после длительного их хранения и качества монтажа.

Приемно-сдаточные испытания включают:

1. Внешний осмотр муфты.
2. Измерение сопротивления обмотки возбуждения при номинальном токе возбуждения муфты.
3. Измерение сопротивления изоляции обмотки возбуждения, контактных колец и щеткодержателя по отношению к корпусу.
4. Измерение температуры нагрева обмотки возбуждения при номинальном токе возбуждения муфты.
5. Измерение воздушного зазора между якорем и зубцами индуктора.
6. Измерение биения валов.
7. Измерение вибрации.
8. Проверку работы муфты на холостом ходу.
9. Проверку работы муфты под нагрузкой.

Внешний осмотр муфт

При внешнем осмотре муфты проверяют: 1) затяжку всех винтов, болтов и гаек: 2) установку узла щеткодержателя; 3) вращение от руки индуктора и якоря.

Щеточный механизм следует жестко закреплять на щеткодержателе. Необходимо, чтобы щетки имели зеркальную блестящую поверхность по всей площади соприкосновения с контактными кольцами. Края щеток должны быть параллельны краям контактных колец.

Измерение сопротивления обмотки возбуждения постоянному току

При измерении омического сопротивления обмотки возбуждения постоянному току определяют целостность обмотки возбуждения и проверяют соответствие сопротивления обмотки паспортным данным. Сопротивление обмотки возбуждения определяют либо по показаниям амперметра и вольтметра, установленных в цепи возбуждения, либо с помощью измерительного моста постоянного тока.

Величина сопротивления обмотки возбуждения не должна отличаться от номинальной более чем на 10%.

Измерение температуры обмотки возбуждения при расчетном токе возбуждения муфты

Температуру нагрева обмотки возбуждения находят по сопротивлению обмотки, изменяющемуся с повышением температуры. Измерив сопротивление обмотки возбуждения в холодном и горячем

состояниях, определяют превышение температуры обмотки возбуждения над температурой окружающего воздуха по формуле, °С:

$$\theta = \frac{r_2 - r_x}{r_x}(235 - t_x) + (t_x - t_0), \qquad (IV.1)$$

где r_x и r_2 — сопротивления обмотки соответственно в холодном и нагретом состоянии, Ом; t_0 — температура окружающего воздуха при работающей муфте, °С; t_x — температура обмотки в холодном состоянии, °С (равна температуре окружающего воздуха).

Перегрев обмотки возбуждения, определенный по вышеприведенной формуле не должен превышать 105° С. Следует иметь в виду, что температуру обмотки в нагретом состоянии только тогда можно считать установившейся, если после 3—4 измерений при одном и том же токе возбуждения убеждаются в том, что дальнейший рост температуры обмотки прекратился.

Измерение воздушного зазора между якорем и зубцами индуктора муфты

При измерении воздушных зазоров проверяют величину зазора в нескольких точках. Увеличение воздушного зазора против указанного в заводском паспорте повышает номинальное скольжение, а следовательно, и непроизводительные потери энергии, уменьшение — повышает одностороннее магистральное притяжение. Последнее вызывает дополнительную одностороннюю механическую нагрузку на подшипники, что их преждевременно выводит из строя. Отклонение фактического значения воздушного зазора от указанного в паспорте, а также от его неравномерности должно быть не более 10%. Неравномерность воздушного зазора в процентах определяется по формуле

$$X = \frac{a - b}{a} 100\%, \qquad (IV.2)$$

где a и b — соответственно наибольший и наименьший размеры воздушного зазора, мм.

Воздушный зазор замеряют стальным щупом с обеих сторон якоря через специально предусмотренные для этой цели отверстия в подшипниковых щитах муфты. Пластины щупа заводят в зазор с легким усилием, одинаковым при всех замерах. Если результаты этих измерений покажут, что величина воздушного зазора и неравномерность не превышают 10%, то на этом проверку заканчивают, а муфту считают пригодной для эксплуатации. Причиной повышенной неравномерности воздушного зазора сверх 10% может быть нецилиндричность индуктора; нецилиндричность якоря; эксцентриситет якоря по отношению к индуктору, т. е. взаимное смещение осей якоря и индуктора.

Цилиндричность индуктора определяют следующим образом. Фиксируют (закрепляют) якорь. Замеряют зазор между якорем и всеми зубцами индуктора через одно и то же отверстие подшипникового щита, поворачивая индуктор таким образом, чтобы зубцы индуктора приходились против этого отверстия. Для контроля правильности измерений индуктор вновь устанавливают в первоначальное положение и производят контрольный замер, результаты которого должны совпасть с первым измерением.

Полное совпадение результатов изменения во всех точках свидетельствует о цилиндрической форме расточки индуктора. Аналогичным образом проверяют расточку якоря с той лишь разницей, что замеры выполняют при фиксированном положении индуктора. Число замеров воздушного зазора в этом случае ограничивается числом отверстий в подшипниковых щитах, предназначенных для измерения величины зазора.

Замеры выполняют против одного и того же зуба индуктора через отверстия в подшипниковом щите, которые подводят к этому зубцу, поворачивая якорь. Если проверка цилиндричности якоря и индуктора показала удовлетворительные результаты, то неравномерность зазора объясняется эксцентриситетом якоря и индуктора.

Эксцентриситет муфт можно установить замером воздушного зазора в двух диаметрально противоположных точках зазора. Для этого муфту в сборе извлекают из станины и устанавливают на специальных козлах. Нецилиндричность и эксцентриситет в условиях монтажа не устраняются. Муфты с такими недостатками подлежат капитальному ремонту.

Измерение биения валов

Индукторные муфты имеют два вала: один — входной вал, связанный с якорем и соединяемый обычно с электродвигателем, второй — выходной, связанный с индуктором и соединяемый со шкивом. Оба вала муфты должны быть прямолинейными и расположены на одной геометрической оси.

Если муфта скольжения выполнена качественно и оба условия выполнены, то при вращении вала окружная скорость любой точки вала, находящейся на его оси, будет равна нулю. Если хотя бы одно из этих требований не выполнено, то осевые точки некоторых сечений уже не будут расположены на геометрической оси муфты и при вращении вала будут описывать окружности относительно оси. Вал, как говорят, начнет «бить». Причинами биения валов может быть изогнутость валов муфты, либо несовпадение их геометрических осей.

При работе муфты скольжения биение валов может повысить вибрацию и нагрузку на подшипники муфты и подшипники соединяемого с муфтой двигателя. Например, если один из валов ИМС изогнут или ось его не совпадает с осью другого вала, то этот вал, соединенный с валом электродвигателя даже упругой соединительной муфтой, при вращении всего агрегата создаст дополнительные нагрузки как на собственный подшипник, так и на подшипник двигателя. Эти дополнительные нагрузки могут быть причиной преждевременного выхода из строя подшипников, а следовательно, и всего агрегата.

Изогнутость вала чаще всего выявляется на его конце. Так как выступающая длина вала индуктора (от опорного подшипника до конца) значительно длиннее конца вала якоря и на нем размещается не только соединительная полумуфта или шкив, но и узел контактных колец, то при одинаковой величине нагрузок на валы муфты (например, усилий от натяжения ремней клиноременной передачи) вал индуктора находится в более тяжелых условиях, нежели вал якоря. Отсюда в индукторных муфтах скольжения изогнутость конца вала индуктора возможна чаще, нежели изогнутость вала якоря.

Вторая причина биения валов индукторной муфты скольжения — несовпадение осей валов — может быть следствием как некачественного изготовления муфты, так и некачественной сборки агрегата. При некачественном изготовлении муфты ось вала якоря может оказаться под углом к оси вала индуктора.

Биение валов измеряют в середине посадочных частей валов с помощью индикатора, закрепленного на специальной стойке (рис. IV.10). Стойку *1* с укрепленным на ней индикатором *4* устанавливают так, чтобы стержень *3* индикатора упирался в середину выступающего конца вала *2*. После этого, поворачивая подвижную обойму индикатора с укрепленной на ней шкалой вокруг своей оси, устанавливают нуль шкалы против стрелки.

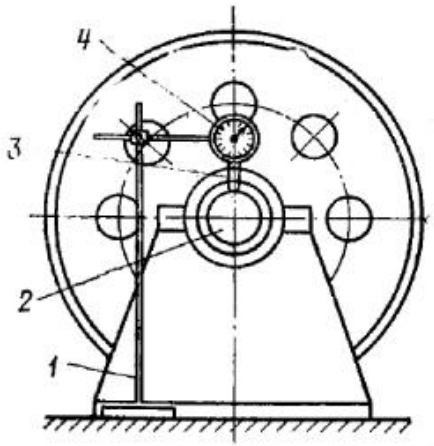


Рис. IV.10. Измерение биения валов

Для измерения биения вала индуктора разворачивают вручную вал якоря и, медленно поворачивая вал индуктора вокруг своей оси, следят за показанием индикатора. Максимальное отклонение стрелки индикатора от первоначального положения дает значение измеряемых биений.

Аналогично поступают при измерении биения вала якоря, разворачивая вручную вал индикатора и медленно поворачивая вал якоря.

Для различных диаметров валов установлены соответственно нормы биения. Фактические значения биения валов должны быть не больше значений, указанных в табл. IV.5. Только в этом случае муфту можно считать пригодной для эксплуатации.

Таблица IV.5. **Нормы допустимых значений биения валов**

Тип муфты	Диаметр вала, мм	Предельное значение биения, мм
ИМС-7,5	38	0,05
ИМС-22	42	0,05
ИМС-40	60	0,06
ИМС-75	70	0,05
ИМС-100	90	0,08
ИМС-160	90	0,08

Измерение вибрации

Измерение вибрации следует производить на основной и промежуточных скоростях вращения муфты в трех направлениях: вертикальном (вертикальная вибрация); продольном (продольная вибрация); поперечном (поперечная вибрация).

При измерении вибрации площадки необходимо следить за тем, чтобы приборы плотно прилегали к ней. Неустойчивое положение прибора искажает замеры, показывает неправильные результаты.

Вибрации измеряют на верхних крышках подшипников со стороны ведомого и ведущего валов.

Вертикальные вибрации измеряют, упирая штифт виброметра в верх крышки подшипника, при этом ось штифта должна быть перпендикулярна оси вала. Для измерения поперечных вибраций штифт виброметра упирают в корпус верхней крышки подшипника вблизи линии разъема. Ось штифта устанавливают перпендикулярно оси вала. При измерении продольной вибрации штифт упирают в торец крышки подшипника, а ось штифта устанавливают параллельно оси вала.

Фактическая величина двойной амплитуды вибраций не должна превышать приведенных ниже допустимых значений.

Частота вращения, об/мин	3000	1500	1000	750 и ниже
Значение вибрации (двойная амплитуда), мм	0,05	0,10	0,13	0,16

Если вибрация превышает установленные пределы, следует выяснить причину ее возникновения.

Причины возникновения вибрации бывают механические и электромагнитные.

К числу основных механических причин вибрации относятся:

1. Неуравновешенность вращающихся частей: якоря, индуктора, подшипниковых щитов и соединительных муфт.

2. Недостаточно точная центровка линий валов двигателя и муфты скольжения.

3. Изогнутость валов.

4. Ослабление болтовых соединений креплений и посадок отдельных частей муфты — крепления подшипниковых крышек, щитов, ослабление болтов муфт, соединяющих двигатель с индукторной муфтой.

5. Осадки или трещины фундамента, ослабление фундаментных болтов.

Вибрации электромагнитного характера возникают из-за несимметрии воздушного зазора индукторной муфты, эксцентриситета индуктора и якоря либо искажения формы расточки якоря или индуктора. Причины возникновения вибрации выясняются методом последовательного исключения.

Сначала осматривают фундамент и крепление на нем всего агрегата. Как правило, фундаменты для электроприводов выполняют из монолитного бетона, и во избежание неодинаковой просадки сопрягаемых частей агрегата фундаменты возводят общими под весь агрегат. В эксплуатации монолитность фундамента может быть нарушена в результате разрушения бетона. По этой же причине может оказаться ослабленным крепление фундаментных болтов, а следовательно, и агрегата.

В эксплуатации часто нарушается крепление агрегата к фундаменту из-за большого числа подкладок, подложенных под рамы в процессе установки или центровки агрегата. В период работы эти подкладки уплотняются, расшатываются и даже выпадают, что повышает вибрацию всего агрегата. Чтобы этого избежать, следует при окончательном закреплении агрегата временные подкладки заменить постоянными, не более двух-трех, со строганой поверхностью и подобранными по толщине соответственно общей толщине временных подкладок.

После осмотра состояния фундамента и крепления установленных на нем машин проверяют соединение индукторной муфты с двигателем. Сначала проверяют плотность посадки соединительных полумуфт на концах валов двигателя и индукторной муфты скольжения. Посадка полумуфт должна быть тугой, без всякой слабины. Затем следует проверить величину биения торцевых поверхностей полумуфт, значение которой не должно превышать 0,02—0,03 мм. В противном случае торцевые поверхности муфты необходимо заново проточить. Для правильной работы соединительных муфт необходимо, чтобы отверстия в полумуфтах строго совпадали между собой, а во избежание дебаланса болты с закрепляющими гайками должны иметь одинаковый вес и быть замаркированы так, чтобы каждый болт всегда ставился в одно и то же отверстие полумуфт.

После проверки и центровки муфтового соединения вновь измеряют вибрацию. В том случае, если вибрация превышает установленные пределы, продолжают поиск ее причины. Для этого измеряют вибрацию муфты при отключенной обмотке возбуждения, предварительно разогнав муфту до максимальной скорости. Исчезновение вибраций в этом случае укажет на ее электромагнитный характер. Если вибрация агрегата вызвана неуравновешенностью вращающихся частей или носит электромагнитный характер, составляется акт о непригодности муфты к эксплуатации. Если вибрация муфты не превышает допустимых пределов, на вал индуктора насаживается шкив и измеряется вибрация агрегата при номинальной частоте вращения муфты. Повышенная вибрация при этом является следствием плохой балансировки шкива. Только после полного устранения повышенной вибрации проверяется работа муфты на холостом ходу.

Проверка работы муфты на холостом ходу

Проверка работы муфты на холостом ходу необходима для определения состояния ее механической части.

Вначале производят пробный пуск муфты без нагрузки при отключенной обмотке возбуждения муфты. Муфте, соединенной с электродвигателем, сообщают толчок, включая двигатель на время, достаточное для сдвига муфты с места. Если муфта провернулась и при этом не обнаружилось никаких ненормальностей, плавно увеличивают ток возбуждения муфты, разгоняя последнюю до номинальной скорости, а затем отключают двигатель. При разгоне и остановке муфты убеждаются в отсутствии стуков, ненормальных шумов, недопустимых вибраций и т. п.

После устранения дефектов, если таковые будут замечены при кратковременном пуске, муфту вращают вхолостую при номинальной силе тока возбуждения примерно в течение 2 ч. За время работы муфты на холостом ходу прирабатываются подшипники, устанавливается температура подшипников и обмотки возбуждения. Последнее используется для того, чтобы совместить с этим испытанием измерение температуры нагрева обмотки возбуждения при номинальном токе возбуждения.

Работу подшипников контролируют с помощью термопар или термометров, устанавливаемых в отверстия для рым-болтов в верхних подшипниковых крышках. Рым-болты вывинчивают, а в отверстия для рым-болтов набивают густую подшипниковую смазку и помещают туда термопары или термометры.

Температура подшипников в случае их нормальной работы должна равномерно возрастать, не превышая при этом 60—70° С предельно допустимой температуры 100° С.

Проверка работы муфты под нагрузкой

Закончив испытание муфты на холостом ходу и убедившись в отсутствии повышенных биений и вибрации, повышенной температуры подшипников и обмотки возбуждения, отключают электродвигатель, останавливают муфту и вновь проверяют состояние щеток, затяжку болтов и гаек (особенно на вращающихся частях). Затем на шкив муфты и вентилятора надевают клиновые ремни, пускают в работу электродвигатель и исполнительный механизм вариатора напряжения на 7—10 с, увеличивая силу тока возбуждения муфты. Затем измеряют подачу вентилятора и кратковременным включением исполнительного механизма вариатора напряжения добиваются требуемой подачи, после чего записывают силу тока возбуждения муфты.

Опробование муфты под нагрузкой производят в течение 1—1,5 ч. При этом основное внимание уделяют измерению вибраций. Одновременно с измерениями вибраций при работе муфты под нагрузкой необходимо следить за температурой подшипников и обмотки возбуждения методами, изложенными выше. Значительная температура якоря при работе под нагрузкой не должна вызывать опасений, так как температура якоря муфты не нормируется, если это не повышает сверх допустимых пределов температуру подшипников и обмотки возбуждения.

В качестве защитной меры перед остановкой муфты, которая работала в тяжелом режиме, следует охладить ее якорь с тем, чтобы тепло с нагретого якоря не передавалось на обмотку и подшипники. Для этого нужно, не отключая приводной двигатель, некоторое время вращать муфту при снятом возбуждении.

Если техническое состояние муфты после 1,5 ч работы ее под нагрузкой удовлетворяет вышеизложенным требованиям, то муфта пригодна к дальнейшей эксплуатации.

Эксплуатационное испытание муфты

Испытание индукторной муфты скольжения производится для определения зависимости частоты вращения шкива муфты от силы тока возбуждения обмотки. Регулирование тока возбуждения, как правило, выполняется с помощью вариатора напряжения, ползунок которого приводится во вращение с помощью электрического исполнительного механизма ПР-1М или МЭО. Испытания муфты осуществляются после аэродинамической регулировки вентиляционной сети и окончательной корректировки частоты вращения рабочего колеса вентилятора.

При пробном пуске муфты и при окончательной корректировке частоты вращения рабочего колеса вентилятора с помощью токоизмерительных клещей замеряется фактическая сила тока электродвигателя.

В том случае, если в результате проведенного расчета окажется, что мощность на валу электродвигателя превышает паспортную, электродвигатель следует заменить

Мощность, теряемая в якоре муфты, не должна превышать пределов, указанных в табл. IV.6.

Таблица IV.6. Предельно допустимые потери мощности в якоре муфты

Тип муфты	Потеря мощности в якоре муфты, кВт, при частоте вращения электродвигателя, об/мин	
	1470	1000
ИМС-15	4	3
ИМС-22	9	7
ИМС-40	17,5	13
ИМС-75	40	30
ИМС-100	40	30
ИМС-160	66	50

Если фактические потери в муфте превышают допустимые, необходимо уменьшить диаметр шкива муфты. В случае если измеренная сила тока превышает паспортное значение, электродвигатель останавливают и выполняют проверочный расчет муфты.

Проверочный расчет. При выполнении расчета определяются:

1. Мощность на ведомом валу муфты, кВт:

$$N = (LH)/(102 \cdot 3600 \eta_1 \eta_2), \qquad \text{(IV.3)}$$

где L — подача вентилятора, м³/ч; H — полное давление вентилятора, кгс/м²; η_1 — КПД вентилятора; η_2 — КПД клиноременной передачи (принимается равным 0,95).

2. Частота вращения шкива муфты

$$n_{\text{муфты}} = n_{\text{вент}} (D_{\text{шк·вент}}/D_{\text{шк·муфты}}), \qquad \text{(IV.4)}$$

где $n_{\text{вент}}$ — частота вращения рабочего колеса вентилятора, об/мин; при которой обеспечивается требуемая подача L; $D_{\text{шк.вент}}$, $D_{\text{шк.муфты}}$ — диаметры шкивов соответственно вентилятора и муфты, мм.

3. Момент, кг·м, на выходном валу муфты

$$M_{\text{м}} = 975N/n_{\text{муфты}}. \qquad \text{(IV.5)}$$

4. Момент на валу электродвигателя

$$M_g = 1{,}02M_{\text{м}}. \qquad \text{(IV.6)}$$

5. Мощность на валу электродвигателя, кВт:

$$N_{\text{д}} = M_{\text{д}} n_{\text{д}}/975, \qquad \text{(IV.7)}$$

где $n_{\text{д}}$ — частота вращения вала электродвигателя, об/мин.

6. Мощность, теряемая в якоре муфты, кВт:

$$N = M_{\text{м}} (n_{\text{д}} - n_{\text{муфты}})/975. \qquad \text{(IV.8)}$$

Пример IV.1. Муфта ИМС-100. Вентиляторный агрегат кондиционера КТ-250. Подача установки 230 000 м³/ч; полное давление вентилятора 70 кгс/м², КПД вентилятора $\eta_1 = 0{,}8$; КПД клиноременной передачи $\eta_2 = 0{,}95$; диаметры шкивов: вентилятора 810 мм, муфты 420 мм. Номинальная мощность установленного двигателя 125 кВт.

Определить причину повышенного нагрева электродвигателя (АО 101—4 м).

Решение.[1] Замеряем тахометром фактическую частоту вращения электродвигателя — $n_{\text{д}} = 1468$ об/мин, вентилятора — $n_{\text{вент}} = 370$ об/мин.

1. Мощность на ведомом валу муфты

$$N = \frac{230\,000 \cdot 70}{102 \cdot 3600 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}95} = 57{,}7 \text{ кВт}.$$

[1] В составлении примеров принимал участие инж. А. А. Разыграев.

2. Частота вращения шкива муфты

$$n_{\text{муфты}} = 370\,\frac{810}{420} = 714 \text{ об/мин}.$$

3. Момент на выходном валу муфты

$$M_{\text{м}} = 975\,\frac{57{,}7}{714} = 78{,}8 \text{ кг·м}.$$

4. Момент на валу электродвигателя

$$M_{\text{д}} = 1{,}02 \cdot 78{,}8 = 80{,}4 \text{ кг·м}.$$

5. Мощность на валу электродвигателя

$$N_{\text{д}} = \frac{80{,}4 \cdot 1468}{975} = 121{,}1 \text{ кВт}.$$

6. Мощность, теряемая в якоре муфты

$$N = \frac{78{,}8\,(1468 - 714)}{975} = 60{,}9 > 40 \text{ кВт}.$$

Вследствие того что потери мощности в якоре муфты превышают предельно допустимые, необходимо уменьшить диаметр шкива муфты.

При качественном способе регулирования параметров воздуха испытание индукторной муфты производят в следующей последовательности:

полностью открывают приемный клапан кондиционера. При наличии рециркуляции клапаны наружного и рециркуляционного воздуха устанавливают в промежуточное положение;

включают электродвигатель вентилятора;

включают на 5 с исполнительный механизм вариатора напряжения;

замеряют тахометром частоту вращения шкива муфты. В том случае, если частота вращения шкива не соответствует нижнему значению предела регулирования (25% частоты вращения электродвигателя), кратковременным включением исполнительного механизма на увеличение или уменьшение силы тока возбуждения добиваются требуемой частоты вращения шкива. На стекле амперметра краской наносят риску, соответствующую нижнему пределу силы тока возбуждения;

включают на 3—5 с исполнительный механизм вариатора напряжения на увеличение силы тока возбуждения. Замеряют подачу вентилятора и записывают силу тока. Пятисекундные включения исполнительного механизма вариатора напряжения производят до получения проектной подачи вентилятора. Силу тока при этом также отмечают краской на стекле амперметра.

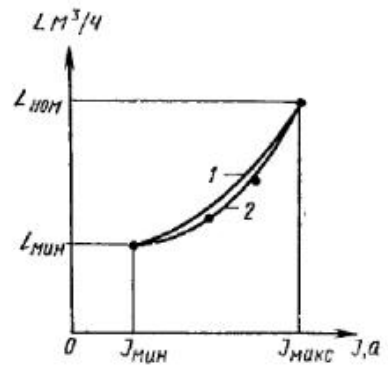


Рис. IV.11. Результаты испытания индукторной муфты скольжения

1 — обратный ход; *2* — прямой ход

Испытания индукторной муфты производят в режиме повышения и понижения тока возбуждения.

Результаты испытаний представляют в виде зависимости подачи вентилятора от силы тока возбуждения и времени включения исполнительного механизма вариатора напряжения (рис. IV.11).

В том случае, если с помощью изменения подачи вентилятора поддерживается постоянное давление воздуха в какой-либо точке сети, испытания муфты проводят аналогично изложенным. По результатам испытания строится график зависимости давления вентилятора от силы тока обмотки возбуждения муфты.

Если проектом предусмотрена качественная схема регулирования параметров воздуха в помещении, испытание муфты ограничивается определением минимальной и максимальной силы тока возбуждения.

Фильтры

Секционные кондиционеры КТ комплектуются масляными самоочищающимися фильтрами или фильтрами с объемным неткаными материалом. Масляный самоочищающийся фильтр служит для очистки воздуха от средне- и мелкодисперсной пыли (кроме волокнистой) при запыленности воздуха до 10 мг/м³.

Эффективность очистки воздуха зависит от дисперсности пыли и достигает 90% при среднедисперсной пыли и 60% при мелкодисперсной. Частички пыли улавливаются из воздуха четырьмя движущимися сетчатыми панелями, смоченными маслом. При прохождении сеток через масляную ванну накопившаяся на сетках пыль смывается и оседает на дне маслобака, откуда удаляется в специальную емкость.

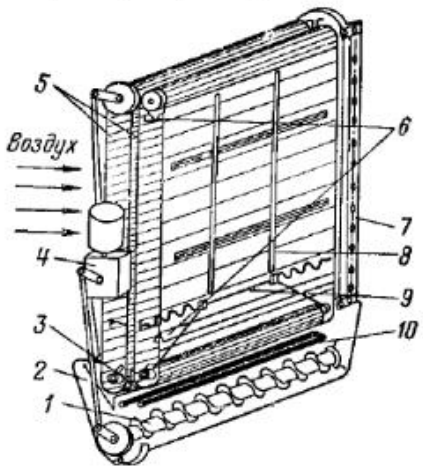


Рис. IV.12. Принципиальная схема масляного самоочищающегося фильтра

Принципиальная схема самоочищающегося фильтра представлена на рис. IV.12.

Фильтр состоит из следующих основных узлов. Фильтрующие элементы *5* в виде двух бесконечных металлических сеток натянуты с помощью натяжного устройства *9* между верхними ведущими и нижними валами. Маслобак *2*, в нижней части которого расположен шнек *1*, предназначен для очистки бака от осевшего шлама. В торце бака имеется шламовый колодец, в который шнеком подается шлам. Элеваторное устройство выгребает скапливающийся шлам и через лоток выбрасывает в бачок-шламосборник. Между сетками в баке установлен промыватель *3*, который в период работы фильтра своим колебательным движением создает в верхних слоях масла волну. Направленная перпендикулярно поверхности сеток масляная волна

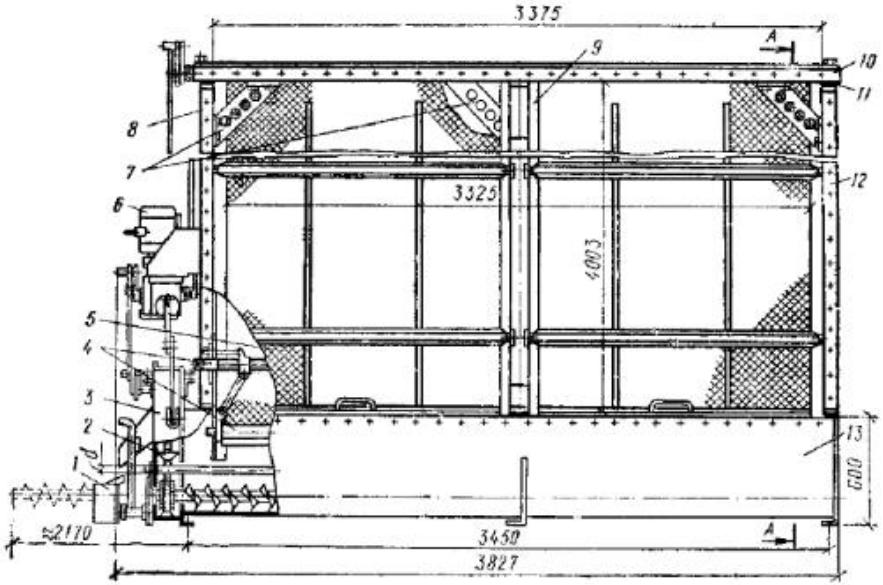


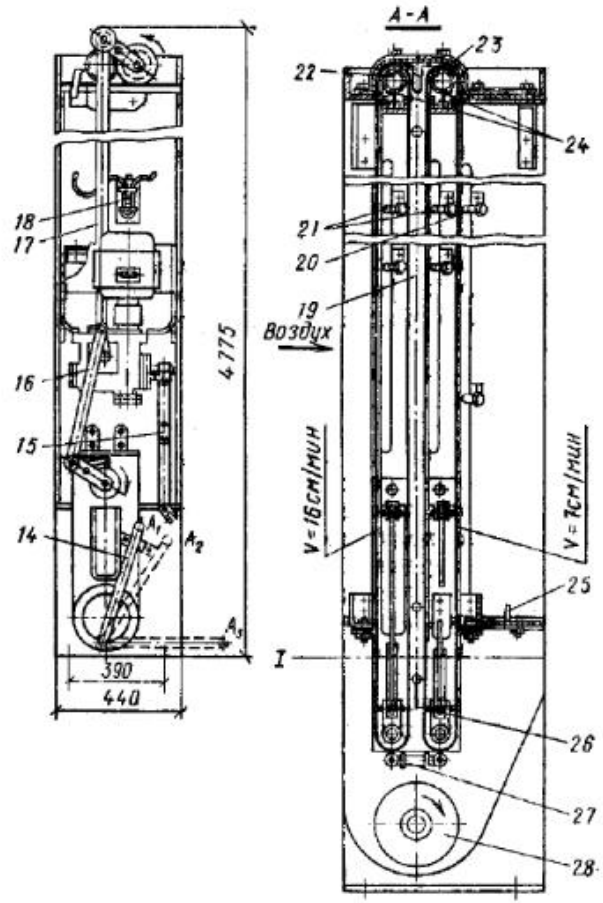
Рис. IV.13. Масляный самоочищающийся фильтр кондиционера КТ-120.

1 — бачок для шлама; *2* — элеваторное устройство; *3* — шламовый колодец; *4* — натяжное устройство сетки; *5* — фильтрующая сетка; *6* — электропривод; *7* — раскос; *8* — стенка левая; *9* — стойка средняя; *10* — головка фильтра; *11* — прокладка; *12* — стенка правая; *13* — бак; *14* — труба слива масла; *15* — тяга промывателя; *16* — тяга шнека; *17* — тяга привода сеток (1); *18* — мановакуумметр (1); *19* — ограничитель средний; *20* — ограничитель наружный; *21* — ограничитель внутренний; *22* — вал приводной; *23* — крышка головки; *24* — маслосъемник верхний; *25* — крышка бака; *26* — промыватель; *27* — система обогрева; *28* — шнек; *I* — уровень масла; A_1 — положение трубы рабочее; A_2 — уровень залива масла; A_3 — слив масла из трубы

смывает накопившийся на них слой пыли. Для подогрева масла в зимнее время с целью поддержания его постоянной вязкости внутри бака установлен змеевик *10*. К змеевику подводится горячая вода или пар.

В каркасе фильтра *7* расположены направляющие движения фильтрующих сеток. Привод *4* состоит из электродвигателя и трехступенчатого червячного редуктора. С помощью привода сообщается вращательное движение приводным валам, а следовательно, и фильтрующим сеткам. Первая по ходу воздуха сетка движется со скоростью 16 см/мин, а вторая — 7 см/мин. От привода вращательное движение также передается шламоудаляющему устройству. Конструкция рычага привода позволяет менять скорость движения фильтрующих сеток, для чего в рычаге имеются четыре отверстия, расположенные на различных расстояниях от центра вращения. Скорость движения сеток выбирают в зависимости от концентрации пыли в воздухе. При концентрации пыли, близкой к 10 мг/м³, скорость движения сеток должна быть максимальной.

Для устранения парусности фильтрующих сеток за каждой из них по ходу воздуха установлены ограничители парусности *8*. При движении сетки из маслобака на ней и на ведущих валах накапливается масло. Для предотвращения выноса воздушным потоком



скапливающегося масла предусмотрены верхние и нижние маслосъемники *6*. Маслосъемники снимают с сеток и валов излишнее масло и возвращают его в маслобак. Для замера разности давления воздуха до и после фильтра предусмотрены специальные штуцера для подсоединения мановакуумметра.

Для слива масла при периодической замене его в баке предусмотрена труба, которая имеет три положения: рабочее, уровень залива масла, слив.

Фильтры кондиционеров КТ-30, КТ-40 имеют по ширине одну фильтрующую панель, кондиционеров КТ-60, КТ-80, КТ-120, КТ-160 — две, КТ-200, КТ-250 — три фильтрующие панели. Фильтры кондиционеров КТ-200, КТ-250 комплектуются двумя приводами: одним — для вращения приводных валов, другим — для вращения шламоудаляющего устройства.

На рис. IV.13 представлено устройство масляного самоочищающегося фильтра кондиционера КТ-120. До установки фильтрующих сеток необходимо проверить:

правильность сборки элементов фильтра;

по уровню определить горизонтальность приводных валов в головке фильтра (допускаемое отклонение от уровня ±1 мм) и по от-

весу — параллельность натяжных валов соответствующим им валам головки фильтра. Отклонение от параллельности допускается не более 1 мм. Натяжное устройство должно свободно прокручиваться от руки, а натяжные валы должны находиться в крайнем верхнем положении;

наличие смазки в подшипниках головки фильтра;

центровку электродвигателя с редуктором и легкость вращения от руки валов головки фильтра.

После установки фильтрующих сеток следует:

1. Проверить величину зазора между лопаткой промывателя, при ее крайних положениях, и фильтрующими сетками. Величина зазора должна быть не менее 5 мм. Зазор регулируется изменением длины тяги промывателя.

2. Очистить бак и шламовый колодец от посторонних предметов, установить и закрепить крышки бака.

3. Проверить правильность установки ограничителей парусности сеток и внутреннего маслосъемника. Ограничители парусности сеток должны быть установлены со стороны выхода воздуха из сеток, а внутренний маслосъемник таким образом, чтобы съем масла производился с последней по ходу воздуха ветви сетчатых панелей.

4. Проверить кратковременным включением электродвигателя направление и скорость движения фильтрующих панелей. Наружные ветви панелей должны двигаться вверх.

5. Пустить теплоноситель и проверить герметичность системы водогрева масла.

6. Заполнить бак маслом до начала вытекания его из трубы слива масла — положение A_2 и установить трубу в положение A_1 (рис. IV.13).

Объем масла, заливаемого в бак фильтра, принимается в зависимости от типа кондиционера, а именно:

Тип кондиционера	Кд-10	Кд-20	Кт-30, Кт-40	Кт-60, Кт-80, Кт-120, Кт-160	Кт-200, Кт-250
Объем масла, л	75	135	290	585	850

Тип масла выбирается из числа перечисленных в табл. IV.7 с учетом условий эксплуатации фильтра и назначения кондиционируемого помещения.

Если верхний предел температуры превышается, возможно чрезмерное снижение вязкости масла, что способствует выносу его из фильтра в виде капель, увеличивая их испаряемость и усиливая запах. При использовании масел за пределами нижних температур чрезмерно увеличивается вязкость, масло густеет, в результате чего фильтрующие панели не отмываются в ванне.

Если в помещении недопустим запах, то применяется висциновое масло. В обычных условиях используется любое масло из перечисленных в табл. IV.7.

Для обеспечения нормальной работы фильтра марку масла определяют по номограмме (рис. IV.14) и графику (рис. IV.15).

По номограмме (рис. IV.14) выбирают предельно допустимую вязкость масла.

Порядок выбора следующий: из точки на оси абсцисс (шкала v), соответствующей наибольшей скорости потока воздуха, про-

Таблица IV.7. Марка масла для фильтров

Масло	Температурные границы применения, °С		Температура вспышки, °С
	верхняя	нижняя	
Висциновое (для вентиляционных фильтров)	35	—15	160
То же, при введении депрессатора A_3 НИИ	35	—25	165
Индустриальное 12	20	—20	165
Индустриальное 20	30	—10	170
Парфюмерное	25	—25	160
МК-8	10	—40	135
Водоглицериновый раствор (Инструкция ЦНИИпромзданий):			
80%-ный	35	—15	—
70%-ный	35	—35	—
60%-ный	20	—30	—
Полиметилсилоксановая жидкость:			
ПМС-100	15	—50	300
ПМС-200	50	—50	300

водят вертикаль до пересечения с кривой A (точка $а$); из точки $а$ проводят горизонтальную линию до пересечения с кривой $Б$ (точка $б$); из точки $б$ проводят вертикальную линию до пересечения с кривой B (точка $в$); на оси абсцисс (шкала w) находят точку, со-

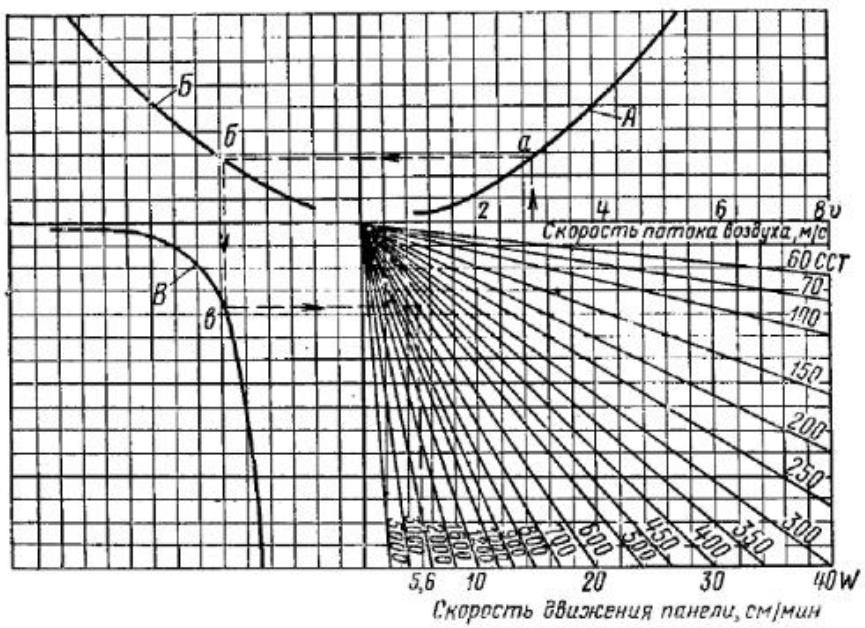


Рис. IV.14. Номограмма по определению предельно допустимой вязкости масел

ответствующую скорости движения второй по ходу воздуха фильтрующей панели, проводят через нее вертикаль до пересечения с горизонталью, проведенной из точки *в*. Точка пересечения определяет предельно допустимую вязкость масла в ССТ.

По графику вязкостно-температурных характеристик масел (рис. IV.15) определяются необходимая марка масла и наименьшая допустимая температура его применения следующим образом: из

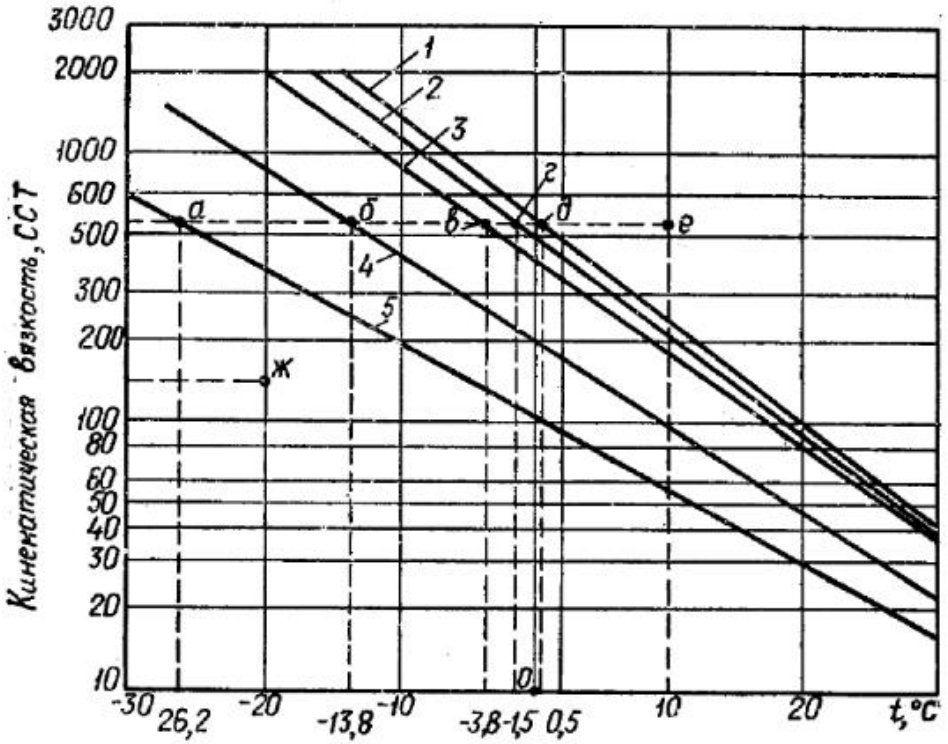


Рис. IV.15. График вязкостно-температурных характеристик масел

1 — вапсиновое; *2* — индустриальное; *3* — парфюмерное; *4* — индустриальное; *5* — МК-8

точки на оси ординат, определяющей кинематическую вязкость масла и найденной на номограмме (см. рис. IV.14), провести горизонтальную линию до пересечения с прямыми рекомендуемых марок масел; из точек *а*, *б*, *в*, *г*, *д* провести вертикальные линии и на оси абсцисс найти минимально допустимую температуру и соответственно этому выбрать необходимую марку масла.

Если точка пересечения линии кинематической вязкости и минимально допустимой температуры масла лежит выше прямых (например, точка *е*), можно применять любую марку масла из числа приведенных на графике. Если точка пересечения находится в области ниже прямых (например, точка *ж*), то в этом случае необходимо подогреть масло до нужной вязкости. При подогреве следует предупреждать опасность возгорания масла, имея в виду низкую температуру его вспышки. Кроме того, максимальная температура масла в ванне не должна превышать 30° С, иначе начинается его испарение.

Таблица IV.8. **Возможные неисправности работы фильтра и способы их устранения**

Неисправность	Вероятная причина	Способ устранения
Сопротивление фильтра выше нормы (больше 10 кгс/м²)	На сетке скопилось много пыли	Увеличить скорости движения сетчатых панелей
	Не соответствует марка масла	Заправить бак рекомендуемым маслом
Вынос масла	Отсутствует прилегание войлочного скребка нижнего маслосъемника к сетке	Обеспечить прилегание
	Отсутствует прилегание резиновых скребковых верхних маслосъемников к валам головки	То же
	Слив масла с лотков верхних маслосъемников происходит не в маслоточный канал средней стойки	Прочистить лотки
	Скорость движения воздуха превышает допустимую	Уменьшить подачу кондиционера
Приводной вал вращается, а сетка неподвижна	Проскальзывание сетки в результате недостаточного натяжения	Выполнить натяжение сетки
	Зажим сетки в направляющих	Проверить наличие зазоров между сеткой и направляющими
	Заклинивание сетки в результате повышенного трения торцом о стойки	Проверить и, если нужно, установить параллельность натяжных и ведущих валов
	Концентрация пыли в масле выше допустимой (т. е. больше 150 г/л)	Заменить масло в баке
Не вращается шнек	Сцементировался шлам в баке или в шламовом колодце	Очистить бак и шламовый колодец от шлама
	Скребок элеватора цепляет за внутреннюю поверхность шламового колодца	Натянуть цепь элеваторного устройства
	В зимних условиях примерз шнек или скребок элеватора	Прогреть бак

Перед началом испытания масляного самоочищающегося фильтра необходимо убедиться в правильности работы его отдельных элементов и в соответствии марки залитого масла условиям эксплуатации. Возможные неисправности в работе фильтра и способы их устранения представлены в табл. IV.8.

При подтяжке сеток следует иметь в виду, что максимальное вертикальное перемещение натяжных валов составляет 120 мм. Если это не поможет, укоротить сетку на 10—20 звеньев и снова сшить ее проволокой.

Испытания фильтров производят по методике, изложенной в главе III. Фильтр воздушный с объемным нетканым фильтрующим

материалом предназначен для очистки воздуха от пыли в кондиционерах при среднегодовой запыленности воздуха до 1 мг/м³, кратковременной запыленности — до 10 мг/м³. Эффективность пылеулавливания фильтра не ниже 80%. Начальное аэродинамическое сопротивление 6 кгс/м². Фильтрующий материал ФРНК изготовляется Дмитровским комбинатом технических сукон. Пылеемкость материала ФРНК составляет 1000 г/м² на пыли со средним медианным диаметром частиц 5 мкм при конечном сопротивлении 30 кгс/м².

С увеличением медианного размера частиц пыли, что характерно для промышленных объектов с высокой запыленностью атмосферного воздуха, пылеемкость фильтра значительно возрастает, а следовательно, увеличивается продолжительность его непрерывной работы без смены фильтрующего материала.

Для промышленных районов, где средняя концентрация пыли в воздухе около 1 мг/м³, а медианный диаметр частиц порядка 20 мк, время непрерывной работы фильтра составляет около 2000 ч.

Фильтрующий материал ФРНК регенерируется (очищается от пыли) водой. С этой целью запыленный материал укладывается запыленной стороной вниз на горизонтальную поверхность, выполненную из крупной чистой сетки. Сверху материал поливается струей воды. После промывки материал сушится при комнатной температуре. Фильтрующий материал допускает минимально трехкратную регенерацию.

На рис. IV.16 показано устройство фильтра кондиционера КТ-120.

До начала испытаний фильтра необходимо:

1. Проверить наличие смазки в редукторе электропривода. Уровень масла должен быть не ниже чем на 45 мм от дна корпуса редуктора.

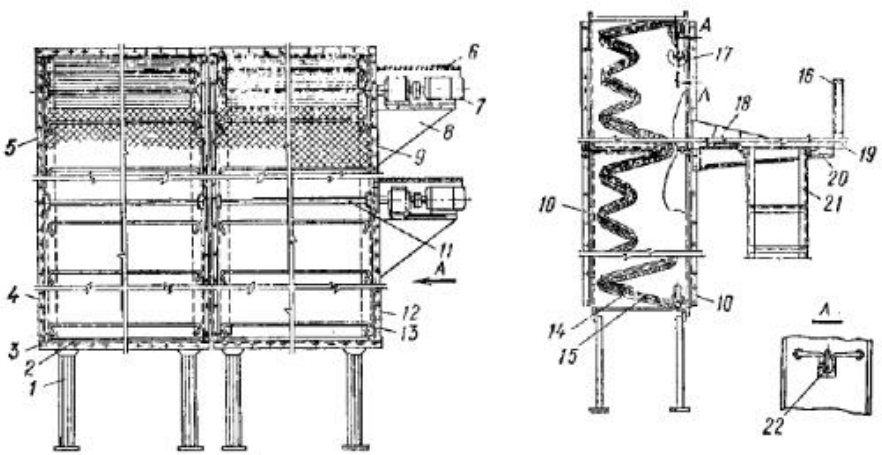


Рис. IV.16. Фильтр кондиционера КТ-120 с объемным нетканым фильтрующим материалом

1 — опора под кондиционер; *2* — прижим; *3* — потолок; *4* — стенка левая нижняя; *5* — стенка левая верхняя; *6* — ограждение; *7* — электропривод; *8* — площадка привода; *9* — стенка правая верхняя; *10* — уголок; *11* — катушка; *12* — стенка правая нижняя; *13* — толкатель; *14* — решетка опорная; *15* — фильтрующий материал; *16* — ограждение; *17* — подшипник; *18* — кронштейн; *19* — косынка; *20* — кронштейн; *21* — лестница; *22* — мановакуумметр

2. Определить мановакуумметром, установленным на боковой стенке фильтра, его сопротивление при проектной подаче кондиционера. Если сопротивление фильтра достигло предела, запыленный материал наматывается на катушку с помощью электропривода и удаляется из фильтра. Взамен его укладывается чистый фильтрующий материал.

3. Проверить качество укладки фильтрующего материала с целью выявления неуплотненных мест. При этом фильтрующий материал должен быть слегка натянут, боковые торцы его должны плотно облегать торцевые уплотнители и вплотную касаться боковых стенок фильтра. Верхние и нижние торцы фильтрующего материала должны быть прижаты к потолку и дну фильтров по всей длине прижимов.

В фильтрах кондиционеров КВ-11, КВ-12, КВ-13 в качестве фильтрующих элементов использованы пластины из объемного нетканого материала — вуфилон. Материал трудносгораемый, водостойкий и применяется при температуре 50—150° С. Эффективность пылеулавливания фильтра 83%, пылеемкость 500 г/м².

Пластины из фильтрующего материала укладывают на сетку из капроновой нити. Контроль аэродинамического сопротивления фильтра осуществляется с помощью мановакуумметра, закрепленного на стенке фильтра. Сопротивление фильтра, заправленного чистым фильтрующим материалом, составляет 7 кгс/м². Если сопротивление фильтра достигло предела — 15 кгс/м², фильтрующие пластины вынимают и регенерируют. Регенерацию производят очисткой запыленной стороны пылесосом. При загрязнении маслянистыми веществами фильтрующие пластины моют с применением соды или стиральных порошков. После мокрой обработки пластины сушат, а затем устанавливают в каркас фильтра.

Секции подогрева

Секции подогрева комплектуются базовыми теплообменниками двух типоразмеров по высоте — однометровыми и полутораметровыми, имеющими одинаковую ширину 1655 мм. Теплообменники многоходовые с горизонтальным расположением спирально-оребренных оцинкованных труб. Однометровый теплообменник имеет четыре хода, полутораметровый — шесть ходов теплоносителя. По ходу воздуха теплообменники имеют один, два или три ряда труб. В качестве теплоносителя используется вода с температурой до 150° С и давлением до 8 кгс/см². Технические данные базовых теплообменников представлены в табл. IV.9.

Для облегчения расчета коэффициента теплопередачи теплообменников и их сопротивления по воздуху в прил. 16 и 17 приведены графические зависимости $(v\rho)^n$ и w^m.

Секции подогрева могут быть с обводным клапаном и без него. С помощью обводного клапана часть воздуха пропускается мимо теплообменников, за счет чего снижается теплопроизводительность секции. В зависимости от располагаемого давления теплоносителя обвязка теплообменников трубопроводами осуществляется по параллельной, смешанной и последовательной схемам. На рис. IV.17 представлены варианты обвязки теплообменников кондиционера КТ-120. Параллельные схемы обвязки применяются при небольших располагаемых давлениях теплоносителя (концевые участки магистралей,

Таблица IV.9. Технические данные базовых теплообменников

Теплообменник	Число рядов	Теплопередающая поверхность, м²	Площадь живого сечения, м²		Формула для определения коэффициента теплопередачи K, ккал/(м²·ч·°С)	Формула для определения аэродинамического сопротивления по воздуху H, кгс/м²	Гидравлическое сопротивление по воде, кгс/м², при скоростях v, м/с		
			для прохода воды	для прохода воздуха			0,2	0,7	1,5
Однометровый	1	27,8	0,0014	0,72	$15(vp)^{0,473}w^{0,135}$	$0,157(vp)^{1,86}$	100	900	4000
	2	54,5	0,0028	0,72	$13,5(vp)^{0,49}w^{0,135}$	$0,207(vp)^{1,86}$	140	1900	9000
	3	81,4	0,0042	0,72	$12,8(vp)^{0,49}w^{0,135}$	$0,29(vp)^{1,86}$	165	2500	12 000
Полутораметровый	1	41,8	0,0014	1,09	$15(vp)^{0,473}w^{0,135}$	$0,157(vp)^{1,86}$	110	1100	5000
	2	82,8	0,0028	1,09	$13,5(vp)^{0,49}w^{0,135}$	$0,207(vp)^{1,86}$	150	2000	9600
	3	123,8	0,0042	1,09	$12,8(vp)^{0,49}w^{0,135}$	$0,29(vp)^{1,86}$	170	2600	13 000

присоединение секций подогрева параллельно другим потребителям с малым перепадом давления и т. п.). Схемы с последовательным и смешанным соединением теплообменников дают возможность повысить скорость его движения в трубках и увеличить теплоотдачу секции подогрева при использовании большого располагаемого давления, имеющегося часто в тепловой сети. Регулирование теплоотдачи секции подогрева осуществляется как изменением расхода теплоно-

Рис. IV.17. Обвязка теплообменников кондиционера КТ-120 по теплоносителю

а — последовательное в ряду, смешанное в секции; *б* — параллельное; *в* — смешанное; *г* — последовательное в ряду, смешанное в секции; *1—3* — точки измерения температур термопарой; *4* — регулирующий клапан; *5* — фильтр; *6* — воздухосборник

сителя, проходящего по отдельным рядам (двумя регулирующими клапанами, рис. IV.17, *г*), так и через всю секцию в целом (одним регулирующим клапаном, рис. IV.17, *а—в*).

Схема обвязки с двумя регулирующими клапанами создает дополнительную гарантию защиты теплообменников от замораживания и обеспечивает лучшие условия для работы регулирующих клапанов.

Секции первого подогрева. Секцией первого подогрева называется секция, установленная до оросительной камеры или поверхностного воздухоохладителя по ходу воздуха. Испытание и наладка секции осуществляется с целью достижения требуемой теплопроизводительности и безаварийной ее работы в режиме автоматического регулирования.

Испытания секции следует проводить после гидравлической регулировки тепловой сети и обеспечения на тепловом вводе здания проектного перепада давления. Перед проведением испытания сек-

ции первого подогрева без обводного клапана с одним рядом теплообменников по ходу воздуха (рис. IV.17, *а, б, в*) необходимо выполнить следующие мероприятия:

1. Определить соответствие рядности теплообменников, числа и схемы их обвязки требованиям проекта.

2. Очистить наружную поверхность теплообменников от пыли и убедиться в наличии металлических перегородок между ними.

3. Измерить подачу вентилятора и при необходимости отрегулировать ее в соответствии с проектной. При наличии в кондиционере оросительной камеры подача вентилятора должна определяться при включенном водяном насосе.

4. Вскрыть и очистить от грязи фильтр, установленный на трубопроводе перед регулирующим клапаном.

5. Открыть регулирующий клапан теплоносителя и закрыть обводные вентили, выпустить воздух из системы, открыв вентиль воздухосборника.

6. Проверить соответствие перепада теплоносителя на тепловом вводе проектному значению.

7. Включить вентилятор кондиционера и насос оросительной камеры. Камера орошения должна работать в адиабатическом режиме. Испытание секции подогрева производится в установившемся режиме работы кондиционера — через 40—50 мин после включения его в работу. Предварительно определить равномерность распределения теплоносителя по рядам и отдельным теплообменникам секции измерением температуры теплоносителя в точках *1, 2, 3, 4* (рис. IV.17).

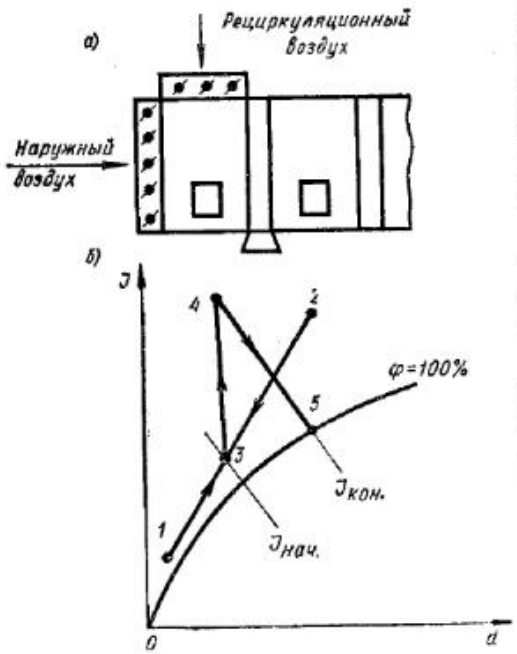


Рис. IV.18. Кондиционер с первой рециркуляцией

а — кондиционер; *б* — *I—d*-диаграмма обработки воздуха

При значительном расхождении температур (свыше 10° С) в точках *1, 2, 3, 4* определяют и устраняют причины неравномерного расхода теплоносителя через теплообменники. Причинами неравномерного расхода теплоносителя через теплообменники могут быть засоры трубок теплообменников, некачественная сварка в обвязке теплообменников. При испытании секции подогрева определяются:

1. Масса воздуха, проходящего через секцию (G, кг/ч) — по измерению в контрольной точке сети.

2. Температура и относительная влажность воздуха, поступающего в секцию подогрева ($t_{нач}$). Если кондиционер прямоточный, измерение температуры и относительной влажности воздуха осуществляется непосредственно в проеме приемного клапана.

В том случае, если кондиционер имеет переменную первую рециркуляцию (рис. IV.18, *а*), секция подогрева обеспечивает нагрев смеси воздуха до температуры, характеризуемой точкой *4* (рис. IV.18, *б*). При этом испытания следует производить, когда параметры воздуха перед секцией подогрева равны параметрам, характеризуемым точкой *3*. Для этого необходимо измерить температуру и относительную влажность наружного и рециркуляционного воздуха и нанести полученные значения на *I—d*-диаграмму (точки *1, 2*), соединить точки прямой. Точка пересечения изотермы, соответствующей температуре смеси при расчетных параметрах наружного воздуха и прямой *1—2* (точка *3*), характеризует параметры смеси. Количество наружного и рециркуляционного воздуха пропорционально длинам отрезков *2—3* и *1—3*. С помощью клапанов кондиционера регулируется расход наружного и рециркуляционного воздуха в количестве, определенном расчетом. После выполнения регулировки клапанов подача вентилятора доводится до проектной.

3. Температура воды, поступающей в секцию подогрева ($t_{гор}$) и выходящей из нее ($t_{обр}$). При наличии на трубопроводах специальных гильз температура воды измеряется техническими термометрами, вставленными в гильзы, заполненные маслом, а при отсутствии гильз — с помощью термощупа.

4. Температура воды в поддоне оросительной камеры для определения энтальпии воздуха после нагрева в калорифере первого подогрева. Если кондиционер не имеет оросительной камеры, температура воздуха после секции подогрева измеряется во всасывающем отверстии вентилятора.

Измерение параметров теплоносителя, воздуха и воды в поддоне оросительной камеры должно выполняться одновременно или последовательно через короткие промежутки времени. Испытания производятся 2 раза с интервалом не менее 30 мин. Если расхождение значений теплопроизводительности секции подогрева, определенных по результатам двух серий замеров, отличаются не более чем на 15%, испытания заканчиваются и для дальнейших расчетов принимается среднее значение теплопроизводительности по результатам двух испытаний. При расхождении, превышающем 15%, испытания повторяются.

Аэродинамическое сопротивление секции подогрева определяется измерением статического давления воздуха до и после теплообменников. Полученные результаты заносят в табл. прил. 18. По результатам проведенных измерений строится *I—d*-диаграмма процесса обработки воздуха и производится расчет секции подогрева.

Фактическое количество теплоты, полученное воздухом, ккал/ч:

$$Q_ф = G\,(I_{кон} - I_{нач}), \qquad \text{(IV.9)}$$

где $I_{нач}$ и $I_{кон}$ — соответственно энтальпия воздуха до и после нагрева, ккал/кг; G — проектная подача по воздуху, кг/ч.

Количество воды, поступающей в секцию W, кг/ч:

$$W = \frac{Q_ф}{c\,(t_{гор} - t_{обр})}, \qquad \text{(IV.10)}$$

где c — удельная теплоемкость воды, ккал/(кг·°С).

Средняя скорость движения воды в трубках теплообменников зависит от схемы их обвязки по теплоносителю. При последователь-

ной обвязке теплообменников в ряду (см. рис. IV.17, *а*) скорость движения воды в трубках (м/с) определяется по формуле

$$w = \frac{W}{2 \cdot 1000 \cdot 3600 f_{тр}}, \qquad (IV.11)$$

где $f_{тр}$ — площадь живого сечения теплообменника для прохода теплоносителя, м² (табл. IV.10).

При параллельной обвязке (рис. IV.17, *б*) скорость движения воды находится по зависимости

$$w = \frac{W}{1000 \cdot 3600 f_{тр} n}, \qquad (IV.12)$$

где n — число теплообменников в секции подогрева.

При смешанной обвязке (рис. IV.17, *в*) скорость движения воды определяется по уравнению

$$w = \frac{W}{4 \cdot 1000 \cdot 3600 f_{тр}}. \qquad (IV.13)$$

Массовая скорость прохода воздуха $v\rho$, кг/(м²·с) через теплообменники

$$v\rho = \frac{G}{3600 \Sigma f}, \qquad (IV.14)$$

где Σf — площадь живого сечения секции для прохода воздуха, м² (см. табл. IV.10).

Фактический коэффициент теплопередачи, ккал/(м²·ч·°С)

$$K_ф = \frac{Q_ф}{F\left(\frac{t_{гор} + t_{обр}}{2} - \frac{t_{нач} + t_{кон}}{2}\right)}, \qquad (IV.15)$$

где F — площадь поверхности нагрева секции, м² (табл. IV.10).

По найденным значениям скорости движения воды в трубках теплообменников w и массовой скорости прохода воздуха ($v\rho$) с использованием формул табл. IV.9 находится каталожный коэффициент теплопередачи секции подогрева $K_к$. Полученное значение $K_к$ сравнивается с фактическим коэффициентом теплопередачи $K_ф$:

$$c = K_ф / K_к. \qquad (IV.16)$$

Если расхождение коэффициентов теплопередачи превышает 20%, следует определить и устранить причину расхождения. Причинами значительного расхождения фактического и каталожного коэффициентов теплопередачи могут быть:

отложения пыли на наружной поверхности теплообменников — (очистить трубки сжатым воздухом или скребками);

значительные отложения солей жесткости на внутренних стенках теплообменников (вскрыть торцевую стенку теплообменника, осмотреть внутреннюю поверхность трубок, при значительных отложениях солей очистить трубки).

Указанные работы выполняются только если теплопроизводительность секции подогрева при расчетных параметрах наружного воздуха ниже проектной.

Если испытание секции подогрева производилось при температуре наружного воздуха, не соответствующей расчетному значению, теплопроизводительность секции при расчетной температуре определяется по формуле

$$Q_{расч} = Q_ф \frac{t'_{гор} - t'_{нач}}{t_{гор} - t_{нач}}, \qquad (IV.17)$$

где $t'_{гор}$ — температура горячей воды при расчетных параметрах наружного воздуха, °С; $t'_{нач}$ — температура воздуха перед секцией подогрева при расчетных условиях, °С.

Полученная теплопроизводительность секции подогрева сравнивается с проектной, определяемой по формуле

$$Q_{пр} = G\left(I^{пр}_{кон} - I^{пр}_{нач}\right), \qquad (IV.18)$$

где $I^{пр}_{кон}$ и $I^{пр}_{нач}$ — соответственно проектная конечная и начальная энтальпия воздуха, ккал/кг.

Если фактическая теплопроизводительность в расчетном режиме меньше проектной до 30%, следует определить возможность увеличения теплопроизводительности за счет повышения скорости движения воды в трубках теплообменников. С этой целью вычисляется требуемый коэффициент теплопередачи секции при проектной теплопроизводительности по формуле

$$K_{тр} = \frac{Q_{пр}}{F\left(\frac{t'_{гор} + t'_{обр}}{2} - \frac{t'_{нач} + t'_{кон}}{2}\right)}, \qquad (IV.19)$$

где $t'_{обр}$ — температура обратной воды по графику ТЭЦ при расчетных параметрах наружного воздуха, °С; $t'_{нач}$ — температура воздуха за секцией подогрева при расчетных условиях, °С.

Из выражения (IV.19) находится необходимая скорость движения воды в трубках теплообменников. Разрабатываются и выдаются заказчику рекомендации по обеспечению требуемой скорости движения воды за счет:

а) изменения схемы обвязки теплообменников с параллельной на последовательную или смешанную;

б) увеличения расхода теплоносителя увеличением перепада давления теплоносителя на тепловом вводе, установки дополнительного насоса или дросселирования других потребителей тепла;

в) увеличение диаметра условного прохода регулирующего клапана.

Если фактическая теплопроизводительность секции подогрева в расчетном режиме составляет 70% проектной теплопроизводительности и менее, разрабатываются рекомендации по замене существующих теплообменников на теплообменники с большим числом рядов трубок, установленных по ходу воздуха или по установке дополнительного ряда теплообменников. Установка в существующем кондиционере дополнительного ряда теплообменников — работа трудоемкая, связанная с перемещением большинства установленных секций кондиционера. Обеспечить необходимый подогрев воздуха мож-

ло незначительным подогревом воды, циркулирующей в оросительной камере, тем самым заменив адиабатический процесс на политропический с подогревом воздуха (см. раздел «Оросительные камеры»). В кондиционерах с первой рециркуляцией возможна установка дополнительных подогревателей в канале рециркуляционного воздуха, обеспечивающих компенсацию недостающего тепла.

Пример IV.2. Секция подогрева собрана из трехрядных теплообменников, четырех однометровых и четырех полутораметровых, обвязанных параллельно по теплоносителю.

Площадь живого сечения теплообменников для прохода теплоносителя $f_{пр}=0{,}0042$ м². Площадь живого сечения секции подогрева для прохода воздуха $f=7{,}24$ м². Теплоотдающая площадь поверхности секции подогрева $F=827{,}9$ м².

Расчетные параметры наружного воздуха: $t'_{нач}=-25°$ С; $I^{пр}_{нач}=-5{,}8$ ккал/кг. Расчетные параметры теплоносителя: $t'_{гор}=150°$ С; $t'_{обр}=70°$ С. Проектные значения конечной энтальпии и температуры воздуха: $I^{пр}_{кон}=8{,}9$ ккал/ч; $t'_{кон}=36{,}2°$ С.

Подача кондиционера $G=180\,000$ кг/ч. Испытания проводились при параметрах наружного воздуха: $t_{нач}=-10°$ С; $I_{нач}=2$ ккал/кг.

По результатам испытания получено: температура воды в поддоне оросительной камеры 11,6° С; температуры теплоносителя: $t_{гор}=112°$ С; $t_{обр}=67°$ С.

Провести анализ результатов испытания секции первого подогрева прямоточного кондиционера КТ-160 и разработать необходимые рекомендации по изменению обвязки теплообменников.

Решение. 1. По температуре воды в поддоне оросительной камеры с помощью I—d-диаграммы определяем $I_{кон}$ и $t_{кон}$: $I_{кон}=7{,}9$ ккал/кг; $t_{кон}=31{,}1°$ С.

Фактическое количество тепла, полученное воздухом:

$$Q_ф = G(I_{кон} - I_{нач}) = 180\,000\,[7{,}9 - (-2)] = 1\,782\,000 \text{ ккал/ч}.$$

2. Массу воды, поступающей в секцию подогрева:

$$W = \frac{Q_ф}{c(t_{гор} - t_{обр})} = \frac{1\,782\,000}{1\,(112-67)} = 39\,600 \text{ кг/ч}.$$

3. Средняя скорость движения воды в трубках теплообменников

$$w = \frac{W}{1000 \cdot 3600\, f_{тр}\, n} = \frac{39\,600}{1000 \cdot 3600 \cdot 0{,}0042 \cdot 8} = 0{,}327 \text{ м/с}.$$

4. Массовая скорость прохода воздуха через теплообменник

$$v\rho = \frac{G}{3600 f} = \frac{180\,000}{3600 \cdot 7{,}24} = 6{,}91 \text{ кг/м}^2\cdot\text{с}.$$

5. Фактический коэффициент теплопередачи теплообменника

$$K_ф = \frac{Q_ф}{F\left(\dfrac{t_{гор}+t_{обр}}{2} - \dfrac{t_{нач}+t_{кон}}{2}\right)} =$$

$$= \frac{1\,782\,000}{827{,}9\left(\dfrac{112+67}{2} - \dfrac{-10+31{,}1}{2}\right)} = 27{,}3 \text{ ккал/(ч}\cdot\text{м}^2\cdot{}^\circ\text{С)}.$$

6. Каталожный коэффициент теплопередачи теплообменника определяем по формуле, приведенной в табл. IV.10:

$$K_к = 12{,}8\,(v\rho)^{0{,}49} w^{0{,}135} = 12{,}8 \cdot 6{,}91^{0{,}49} \cdot 0{,}327^{0{,}135} =$$

$$= 12{,}8 \cdot 2{,}578 \cdot 0{,}86 = 28{,}4 \text{ ккал/(м}^2\cdot\text{ч °С)}.$$

$$c = \frac{K_ф}{K_к} = \frac{27{,}3}{28{,}4} = 0{,}96,$$

т. е. расхождение между коэффициентами теплопередачи составляет 4% и не превышает 20%.

7. Теплопроизводительность секции подогрева в расчетном режиме

$$Q_{расч} = Q_ф \frac{t'_{гор} - t'_{нач}}{t_{гор} - t_{нач}} = 1\,782\,000\,\frac{150-(-25)}{112-(-10)} =$$

$$= 2\,556\,000 \text{ ккал/ч}.$$

Проектная теплопроизводительность секции подогрева

$$Q_{пр} = G\left(I^{пр}_{кон} - I^{пр}_{нач}\right) = 180\,000\,[8{,}9-(-5{,}8)] = 2\,646\,000 \text{ ккал/ч}.$$

Недостаток теплопроизводительности секции подогрева

$$\frac{Q_{пр} - Q_{расч}}{Q_{пр}}\,100\% = \frac{2\,646\,000 - 2\,556\,000}{2\,646\,000}\,100\% = 3{,}4\%.$$

8. Определяем возможность увеличения теплопроизводительности секции подогрева за счет повышения скорости движения воды в трубках теплообменника.

Требуемый коэффициент теплопередачи секции подогрева

$$K_{тр} = \frac{Q_{пр}}{F\left(\dfrac{t'_{гор}+t'_{обр}}{2} - \dfrac{t'_{нач}+t'_{кон}}{2}\right)c} =$$

$$= \frac{2\,646\,000}{827{,}9\left(\dfrac{150+70}{2} - \dfrac{-25+36{,}2}{2}\right)0{,}96} = 31{,}9 \text{ ккал/(м}^2\cdot\text{ч}\cdot{}^\circ\text{С)}.$$

9. Требуемая скорость движения воды в трубках теплообменника определяется по формуле

$$w_{тр} = \left(\frac{K_{тр}}{12{,}8(v\rho)^{0{,}49}}\right)^{\frac{1}{0{,}135}} = \left(\frac{31{,}9}{12{,}8 \cdot 6{,}91^{0{,}49}}\right)^{\frac{1}{0{,}135}} = 0{,}78 \text{ м/с}.$$

При изменении схемы обвязки теплообменников с параллельной на последовательную в ряду (см. рис. IV.17, *а*) получим следующий расход W и скорость движения воды w в трубках теплообменников

$$W_р = \frac{Q_{пр}}{c\left(t'_{гор} - t'_{обр}\right)} = \frac{2\,646\,000}{1\,(150-70)} = 33\,075 \text{ кг/ч};$$

$$w_{пр} = \frac{w}{2 \cdot 1000 \cdot 3600\, f_{тр}} = \frac{33\,075}{2 \cdot 1000 \cdot 3600 \cdot 0{,}0042} = 1{,}09 > 0{,}78 \text{ м/с}.$$

Если по результатам проведенных испытаний установлено, что фактическая теплопроизводительность секции подогрева равна или больше проектной, проводится прозерка ее на замораживание. При

регулировании секции подогрева изменением количества подаваемого теплоносителя возможно снижение конечной температуры и как следствие замораживание теплообменников. Температура воды на выходе из секции будет тем ниже, чем больше отношение площади поверхности нагрева фактически установленной секции к проектной. Для секции первого подогрева кондиционеров допустимая конечная температура теплоносителя при отрицательной температуре воздуха на входе в теплообменники должна быть не ниже 20° С. Проверка секции подогрева на замораживание осуществляется при наиболее тяжелом режиме ее работы, когда требуемая теплопроизводительность минимальна, а температура воздуха на входе отрицательна (принимается равной —0,5° С). Минимальная теплопроизводительность секции подогрева при этом будет в случае, когда относительная влажность наружного воздуха максимальна (принимается 90%).

Для выполнения расчета на замораживание секции подогрева прямоточного кондиционера следует:

1. Построить процесс обработки воздуха на I—d-диаграмме при начальных параметрах $t = -0{,}5°$ С и $\varphi = 90\%$ (рис. IV.19).

2. Определить количество требуемой теплоты, ккал/ч:

$$Q = G\,(I_{\text{кон}} - I_{\text{нач}}).$$

3. Найти температуру горячей воды $t_{\text{гор}}$ по графику температур теплосети при температуре наружного воздуха —0,5° С.

4. Определить расход теплоносителя, кг/ч, если конечная температура его будет равна 20° С по формуле

$$W = \frac{Q}{c_{\text{в}}\,(t_{\text{гор}} - 20)}, \qquad \text{(IV.20)}$$

где $c_{\text{в}}$ — удельная теплоемкость воды, равная 1 ккал/(кг·°С).

5. По найденному объему воды с учетом схемы обвязки теплообменников найти скорость движения воды в трубках.

6. По известной массовой скорости прохода воздуха и скорости движения воды в трубках определить каталожный коэффициент теплопередачи $K_{\text{к}}$, ккал/(ч·м²·° С), и найти фактическое его значение по формуле $K_{\text{ф}} = K_{\text{к}} \cdot c$.

7. Определить требуемую площадь поверхности нагрева секции, м², из уравнения

$$F_{\text{тр}} = \frac{Q}{K_{\text{ф}}\left(\dfrac{t_{\text{гор}} + 20}{2} - \dfrac{-0{,}5 + t_{\text{кон}}}{2}\right)}. \qquad \text{(IV.21,а)}$$

8. Сравнить полученное значение $F_{\text{тр}}$ с площадью поверхности нагрева установленной секции. Если величина требуемой площади поверхности нагрева больше установленной, будет обеспечена нормальная работа секции, т. е. конечная температура теплоносителя будет выше 20° С при температуре наружного воздуха —0,5° С и относительной влажности 90%. Если же требуемая площадь поверхности нагрева меньше площади поверхности нагрева установленной секции, то конечная температура теплоносителя будет ниже 20°С, что может привести к замораживанию теплообменников.

В этом случае необходимо уменьшить запас площади поверхности нагрева секции заменой установленных теплообменников (в этом случае требуемая площадь поверхности нагрева должна рассчитываться без учета коэффициента c) на теплообменники с меньшим числом трубок по ходу воздуха или изменением последовательной схемы обвязки на параллельную или смешанную перекрытием подачи теплоносителя в часть теплообменников.

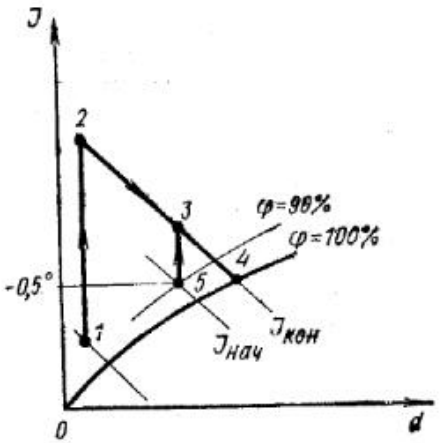


Рис. IV.19. I—d-диаграмма обработки воздуха при параметрах наружного воздуха: $t = -0{,}5°$ С, $\varphi = 90\%$

1—2 — нагрев при расчетной температуре воздуха; *3—3* — нагрев при температуре воздуха —0.5° С; *2—4* — процесс в камере орошения

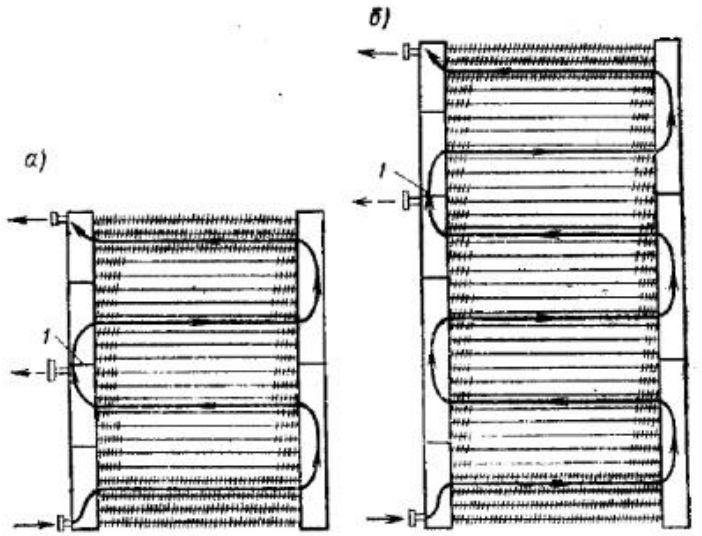


Рис. IV.20. Изменение врезки теплоносителя в теплообменник

а — однометровый; *б* — полуметровый; *1* — дополнительная перегородка

В случае когда требуется исключить из работы не весь теплообменник, а его часть, врезка теплоносителя может быть осуществлена так, как показано на рис. IV.20.

Изменение схемы обвязки теплообменников

1. Определяется коэффициент теплопередачи, при котором теплопроизводительность установленной секции $Q_ф = 1{,}1\ Q_{пр}$ по формуле

$$K = \frac{1{,}1 Q_{пр}}{F_ф \left(\frac{t'_{гор} + t'_{обр}}{2} - \frac{t'_{нач} + t'_{кон}}{2} \right)}. \qquad (IV.22)$$

2. По формуле табл. IV.10 определяется скорость движения воды в трубах w, м/с.

3. Находится количество воды, которую необходимо подавать в каждый теплообменник

$$W' = w f_{тр} \cdot 3600 \cdot 1000. \qquad (IV.23)$$

4. Требуемое число теплообменников, в которые должен подаваться теплоноситель, определяется по формуле

$$n = W / W'$$

где W — расход теплоносителя через теплообменники, кг/ч, при их проектной теплопроизводительности.

Если число фактически установленных теплообменников позволяет осуществить схему их обвязки с обеспечением требуемой скорости движения воды в трубках, производится проверочный расчет секции на замораживание и при удовлетворительном результате разрабатывается и передается для исполнения эскиз схемы обвязки теплообменников. Если в результате проверки секции на замораживание окажется, что температура обратной воды будет ниже 20° С, следует расчет по уменьшению запаса поверхности нагрева выполнить заново при условии $Q_ф = Q_{пр}$.

Если с помощью изменения схемы обвязки невозможно уменьшить запас площади поверхности нагрева, в часть теплообменников исключается подача теплоносителя.

Исключение теплообменников из работы

1. Определяется требуемая площадь поверхности нагрева секции с коэффициентом 1,25 при фактическом коэффициенте теплопередачи:

$$F_{тр} = \frac{1{,}25 Q_{пр}}{K_ф \left(\frac{t'_{гор} + t'_{обр}}{2} - \frac{t'_{нач} + t'_{кон}}{2} \right)}. \qquad (IV.24)$$

2. Вычисляется площадь поверхности нагрева секции, которая должна быть исключена из теплообмена:

$$F_{искл} = F_ф - F_{тр}; \qquad (IV.25)$$

$$m = F_{искл} / F_ф. \qquad (IV.26)$$

3. Находится масса воздуха, нагреваемого в теплообменниках

$$G_{нагр} = G(1 - m). \qquad (IV.27)$$

4. Из уравнения теплового баланса определяется конечная температура воздуха после подогрева

$$t''_{кон} = t'_{нач} + \frac{Q_{пр}}{G_{нагр}\, 0{,}24}. \qquad (IV.28)$$

5. Определяем требуемую площадь поверхности нагрева секции при новом значении конечной температуры воздуха

$$F'_{тр} = \frac{Q_{пр}}{K_ф \left(\frac{t'_{гор} + t'_{обр}}{2} - \frac{t'_{нач} + t''_{кон}}{2} \right)}. \qquad (IV.29)$$

Полученную площадь поверхности нагрева $F'_{тр}$ сравниваем с площадью поверхности нагрева теплообменников, в которые подается теплоноситель. Если $F'_{тр} \leqslant F_{тр}$, выполняется проверочный расчет секции на замораживание. Если $F'_{тр} > F_{тр}$, расчет повторяют, принимая требуемую площадь поверхности нагрева секции с коэффициентом 1,3—1,35.

Пример IV.3. В результате испытания секции подогрева прямоточного кондиционера КТ-160 получено: подача кондиционера 180 000 кг/ч, коэффициент $c = K_ф / K_к = 0{,}85$. Секции подогрева собрана из двух рядов двухрядных теплообменников, по восемь теплообменников в каждом ряду, обвязанных последовательно в ряду и смешанно в секции. Площадь живого сечения теплообменников для прохода теплоносителя $f_{тр} = 0{,}0028$ м². Площадь живого сечения секции подогрева по воздуху $f = 7{,}24$ м². Теплоотдающая площадь поверхности секции подогрева $F_ф = 1111{,}6$ м².

Расчетные параметры наружного воздуха: $t'_{нач} = -38{,}5$° С; $I^{пр}_{нач} = -9$ ккал/кг. Расчетные параметры воздуха после секции подогрева: $t'_{кон} = 31$° С, $I^{пр}_{кон} = 7{,}5$ ккал/кг. Расчетные параметры теплоносителя: $t'_{гор} = 150$° С; $t'_{об} = 70$° С.

Проверить секцию подогрева на замораживание и при необходимости разработать рекомендации по изменению схемы обвязки теплообменников.

Решение. 1. Строим процесс нагрева воздуха секций подогрева на I—d-диаграмме при начальных параметрах: $t_{нач} = -0{,}5$° С; $f_{нач} = 90\%$ и определяем параметры воздуха после нагрева:

$$I_{кон} = 7{,}5 \text{ ккал/кг}; \quad t_{кон} = 22{,}7\ ^\circ\text{С}; \quad I_{нач} = 1{,}9 \text{ ккал/кг}.$$

2. Определяем требуемое количество тепла

$$Q = G(I_{кон} - I_{нач}) = 180\,000\,(7{,}5 - 1{,}9) = 1\,008\,000 \text{ ккал/ч}.$$

3. По графику температур теплосети находим температуру горячей воды при температуре наружного воздуха —0,5° С:

$$t_{гор} = 74{,}5\ ^\circ\text{С}.$$

4. Расход теплоносителя определяем:

$$W_{-0{,}5} = \frac{Q}{c\,(t_{гор} - 20)} = \frac{1\,008\,000}{1\,(74{,}5 - 20)} = 18\,500 \text{ кг/ч}.$$

5. Скорость движения воды в трубках

$$w_{-0{,}5} = \frac{W_{-0{,}5}}{4 \cdot 1000 \cdot 3600\, f_{тр}} = \frac{18\,500}{4 \cdot 1000 \cdot 3600 \cdot 0{,}0028} = 0{,}46 \text{ м/с}.$$

6. Массовая скорость прохода воздуха

$$v\rho = \frac{G}{3600f} = \frac{180\,000}{3600 \cdot 7{,}24} = 6{,}91 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}.$$

Коэффициент теплопередачи по каталогу

$$K_к = 13{,}5\,(v\rho)^{0{,}49}\, w^{0{,}135} = 13{,}5 \cdot 6{,}91^{0{,}49}\, 0{,}46^{0{,}135} = 31{,}3 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot {}^\circ\text{C)}.$$

Фактический коэффициент теплопередача

$$K_ф = K_к c = 31{,}3 \cdot 0{,}85 = 26{,}6 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot {}^\circ\text{C)}$$

7. Определяем требуемую площадь поверхности нагрева:

$$F_{тр} = \frac{Q}{K_ф\left(\frac{t_{гор} + 20}{2} - \frac{-0{,}5 + t_{кон}}{2}\right)} = \frac{1\,008\,000}{26{,}6\left(\frac{74{,}5 + 20}{2} - \frac{-0{,}5 + 22{,}7}{2}\right)} = 1048 \text{ м}^2;$$

$$F_{тр} < F_ф, \text{ т. е. } 1048 < 1\,111{,}6 \text{ м}^2.$$

Так как требуемая площадь поверхности нагрева меньше площади поверхности установленной секции, то конечная температура теплоносителя будет ниже 20° С, что может привести к замораживанию теплообменников. Следует изменить обвязку теплообменников.

8. Определяем проектную теплопроизводительность секции подогрева

$$Q_{пр} = G\left(I^{пр}_{кон} - I^{пр}_{нач}\right) = 180\,000\,[7{,}5 - (-9{,}0)] = 2\,970\,000 \text{ ккал/ч}.$$

9. Определяем коэффициент теплопередачи секции подогрева, исходя из теплопроизводительности секции с 10% ным запасом:

$$K = \frac{1{,}1\,Q_{пр}}{F_ф\left(\frac{t'_{гор} + t'_{обр}}{2} - \frac{t'_{нач} + t'_{кон}}{2}\right)c} = \frac{1{,}1 \cdot 2\,970\,000}{1111{,}6\left(\frac{150 + 70}{2} - \frac{-38{,}5 + 31}{2}\right)0{,}85} = 30{,}4 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot {}^\circ\text{C)}.$$

10. Необходимая скорость движения воды в трубках теплообменника определяется из формулы $K = 12{,}8\,(v\rho)^{0{,}49} \cdot w^{0{,}135}$:

$$w = \left(\frac{K}{12{,}8\,(v\rho)^{0{,}49}}\right)^{\frac{1}{0{,}135}} = \left(\frac{30{,}4}{12{,}8 \cdot 6{,}91^{0{,}49}}\right)^{\frac{1}{0{,}135}} = 0{,}54 \text{ м/с}.$$

11. Количество воды, которое необходимо подавать в каждый теплообменник:

$$W' = w f_{тр} \cdot 3600 \cdot 1000 = 0{,}54 \cdot 0{,}0028 \cdot 3600 \cdot 1000 = 5440 \text{ кг/ч}.$$

12. Необходимое число теплообменников $n = W/W'$:

$$W = \frac{Q_{пр}}{c\left(t'_{гор} - t'_{обр}\right)} = \frac{2\,970\,000}{1\,(150 - 70)} = 37\,120 \text{ кг/ч};$$

$$n = \frac{37\,120}{5440} = 7.$$

Принимаем смешанную схему подвода теплоносителя к теплообменникам (см. рис. IV.16, *г*) и проверяем секцию подогрева на замораживание.

13. Скорость движения воды в трубках

$$W_{0{,}5} = \frac{18\,560}{8 \cdot 1000 \cdot 3600 \cdot 0{,}0028} = 0{,}23 \text{ м/с}.$$

14. Фактические коэффициенты теплопередачи и по каталогу:

$$K_к = 13{,}5 \cdot 6{,}91^{0{,}49} \cdot 0{,}23^{0{,}135} = 28{,}5 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot {}^\circ\text{C)};$$

$$K_ф = 28{,}5 \cdot 0{,}85 = 24{,}2 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot {}^\circ\text{C)}.$$

15. Требуемая площадь поверхности нагрева

$$F_{тр} = \frac{1\,008\,000}{24{,}2\left(\frac{74{,}5 + 20}{2} - \frac{-0{,}5 + 22{,}7}{2}\right)} = 1152 > 1\,111{,}6 \text{ м}^2,$$

т. е. конечная температура теплоносителя будет >20° С.

Пример IV.4. В результате испытания секции подогрева прямоточного кондиционера КТ-160 получено: подача кондиционера — 130 000 кг/ч; коэффициент $c = K_ф / K_к = 0{,}85$.

Секция подогрева собрана из двух рядов трехрядных теплообменников, каждый ряд собран из двух однометровых и четырех полутораметровых теплообменников, обвязанных последовательно в ряду и смешанно в секции по теплоносителю. Площадь живого сечения теплообменников для прохода теплоносителя $f = 0{,}0042$ м². Площадь живого сечения секции подогрева по воздуху $f = 5{,}76$ м². Площадь теплоотдающей поверхности секции подогрева $F_ф = 1372{,}4$ м², площадь теплоотдающей поверхности однометрового и полутораметрового теплообменников $F_1 = 81{,}4$ м², $F_{1{,}5} = 123{,}8$ м².

Расчетные параметры наружного воздуха: $t'_{нач} = -38{,}5$° С; $I^{пр}_{нач} = -9$ ккал/кг.

Расчетные параметры воздуха после секции подогрева: $t'_{кон} = 31$° С, $I^{пр}_{кон} = 7{,}5$ ккал/кг. Расчетные параметры теплоносителя: $t'_{гор} = 150$° С; $t_{обр} = 70$° С.

Проверить секцию подогрева на замораживание и разработать рекомендации по исключению части теплообменников из работы.

Решение. 1. Проверяем установленную секцию подогрева на замораживание:

по *I—d*-диаграмме определяем параметры воздуха после нагрева при начальных параметрах: $t_{нач} = -0{,}5$° С; $\varphi = 90\%$:

$$I_{нач} = 1{,}9 \text{ ккал/кг}; \; I_{кон} = 7{,}5 \text{ ккал/кг}; \; t_{кон} = 22{,}7 \text{ °С}.$$

Определяем требуемое количество тепла:

$$Q = G\,(I_{кон} - I_{нач}) = 130\,000\,(7{,}5 - 1{,}9) = 728\,000 \text{ ккал/ч}.$$

По графику температур теплосети находим температуру горячей воды при температуре наружного воздуха $t_н = -0{,}5$° С; $t_{гор} = 74{,}5$° С.

Определяем расход теплоносителя:

$$W_{-0{,}5} = \frac{Q}{c\,(t_{гор} - 20)} = \frac{728\,000}{1\,(74{,}5 - 20)} = 13\,360 \text{ кг/ч}.$$

Определяем скорость движения воды в трубах теплообменников:

$$w_{-0,5} = \frac{W_{-0,5}}{n \cdot 1000 \cdot 3600 f_{тр}} = \frac{13\,360}{4 \cdot 1000 \cdot 3600 \cdot 0,0042} = 0,22 \text{ м/с}.$$

Массовая скорость прохода воздуха через секцию подогрева

$$v\rho = \frac{G}{3600f} = \frac{130\,000}{3600 \cdot 5,76} = 6,27 \text{ кг/м}^2\cdot\text{с}.$$

Коэффициент теплопередачи по каталогу

$$K_к = 12,8\,(v\rho)^{0,49} \cdot w^{0,135} = 12,8 \cdot 6,27^{0,49}\, 0,22^{0,135} =$$
$$= 25,6 \text{ ккал/(м}^2\cdot\text{ч}\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Фактический коэффициент теплопередачи

$$K_ф = K_к \cdot c = 25,6 \cdot 0,85 = 21,8 \text{ ккал/ч}.$$

Определяем требуемую площадь поверхности нагрева

$$F_{тр} = \frac{Q}{K_ф\left(\frac{t_{гор} + 20}{2} - \frac{-0,5 + t_{кон}}{2}\right)} =$$

$$= \frac{728\,000}{21,8\left(\frac{74,5 + 20}{2} - \frac{-0,5 + 22,7}{2}\right)} = 923,8 < 1\,373,4 \text{ м}^2.$$

Следовательно, возможно замораживание теплообменников.

2. Определяем требуемую площадь исключаемой части теплоотдающей поверхности секции подогрева. Расчет ведем при расчетных параметрах наружного воздуха:

$$Q_{пр} = G\left[I^{пр}_{кон} - I^{пр}_{нач}\right] = 130\,000\,[7,5 - (-9)] = 2\,145\,000 \text{ ккал/ч};$$

$$W = \frac{Q_{пр}}{c\,(t'_{гор} - t'_{обр})} = \frac{2\,145\,000}{1\,(150 - 70)} = 26\,810 \text{ кг/ч};$$

$$w = \frac{W}{4 \cdot 1000 \cdot 3600\, f_{тр}} = \frac{26\,810}{4 \cdot 1000 \cdot 3600 \cdot 0,0042} = 0,44 \text{ м/с};$$

$$K_к = 12,8\,(v\rho)^{0,49} \cdot w^{0,135} = 12,8 \cdot 6,27^{0,49} \cdot 0,44^{0,135} =$$
$$= 28,2 \text{ ккал/(м}^2\cdot\text{ч}\cdot{}^\circ\text{C)};$$

$$K_ф = K_к\, c = 28,2 \cdot 0,85 = 24 \text{ ккал/(м}^2\cdot\text{ч}\cdot{}^\circ\text{C)};$$

$$F_{тр} = \frac{1,25\,Q_{пр}}{K_ф\left(\frac{t'_{гор} + t'_{обр}}{2} - \frac{t'_{нач} + t'_{кон}}{2}\right)} =$$

$$= \frac{1,25 \cdot 2\,145\,000}{24\left(\frac{150 + 70}{2} - \frac{-38,5 + 31}{2}\right)} = 982,1 \text{ м}^2;$$

$$F_{искл} = F_ф - F_{тр} = 1372,4 - 982,1 = 390,3 \text{ м}^2.$$

3. Определяем действительно исключаемую часть площади теплоотдающей поверхности теплообменников (по конструктивным соображениям) и находим требуемую площадь поверхности теплоотдающей при новом значении температуры воздуха после теплообменников.

Исключаем четыре одометровых теплообменника (по два в каждом ряду):

$$F_{искл} = 4F = 4 \cdot 81,4 = 325,6 \text{ м}^2.$$

Определяем фактическую площадь поверхности нагрева секции после исключения теплообменников:

$$F_{нагр.ф} = F_ф - F_{искл} = 1373,4 - 325,6 \text{ м}^2 = 1047,8 \text{ м}^2;$$

$$m = \frac{F_{нагр.ф}}{F_ф} = \frac{1047,8}{1373,4} = 0,76;$$

$$G_{нагр} = G_т = 130\,000 \cdot 0,76 = 98\,800 \text{ кг/ч};$$

$$t''_{кон} = t'_{нач} + \frac{Q_{пр}}{G_{нагр} \cdot 0,24} = -38,5 + \frac{2\,145\,000}{98\,800 \cdot 0,24} = 52\,^\circ\text{C};$$

$$F'_{тр} = \frac{Q_{пр}}{K_ф\left(\frac{t'_{гор} + t'_{обр}}{2} - \frac{t'_{нач} + t''_{кон}}{2}\right)} =$$

$$= \frac{2\,145\,000}{24\left(\frac{150 + 70}{2} - \frac{-38,5 + 52}{2}\right)} = 865,6 < 1047,8 \text{ м}^2,$$

т. е. требуемая площадь поверхности нагрева будет достаточна при расчетных параметрах наружного воздуха.

4. Проверяем теплообменники на замораживание:

$$t''_{кон} = -0,5 + \frac{Q}{G_{нагр} \cdot 0,24} = -0,5 + \frac{728\,000}{98\,800 \cdot 0,24} = 30,2\,^\circ\text{C};$$

$$F_{тр} = \frac{Q}{K_ф\left(\frac{t_{гор} + 20}{2} - \frac{-0,5 + t'_{кон}}{2}\right)} =$$

$$= \frac{728\,000}{21,8\left(\frac{74,5 + 20}{2} - \frac{-0,5 + 30,2}{2}\right)} = 1030,7 < 1047,8 \text{ м}^2,$$

т. е. возможно понижение температуры воды после секции подогрева ниже 20° С, что недопустимо.

5. Исключаем из работы два полутораметровых и два одометровых теплообменника и повторяем расчет (см. пп. 3 и 4):

$$F_{искл} = 2 \cdot 123,8 + 2 \cdot 81,4 = 410,4 \text{ м}^2;$$

$$F_{нагр.ф} = 1373,4 - 410,4 = 963 \text{ м}^2;$$

$$m = \frac{963}{1373,4} = 0,701;$$

$$G_{нагр} = 130\,000 \cdot 0,701 = 91\,130 \text{ кг/ч};$$

$$t''_{кон} = -38,5 + \frac{2\,145\,000}{91\,130 \cdot 0,24} = 59,6\,^\circ\text{C};$$

$$F'_{тр} = \frac{2\,145\,000}{24\left(\frac{150+70}{2} - \frac{-38{,}5+59{,}6}{2}\right)} = 898{,}7 < 963 \text{ м}^2;$$

$$t''_{кон} = -0{,}5 + \frac{728\,000}{91\,130 \cdot 0{,}24} = 32{,}8\ ^\circ\text{C};$$

$$F_{тр_{-0,5}} = \frac{728\,000}{21{,}8\left(\frac{74{,}5+20}{2} - \frac{-0{,}5+32{,}8}{2}\right)} = 1073{,}8 > 963 \text{ м}^2,$$

так как $F'_{тр} < F_{нагр.ф}$ и $F_{тр_{-0,5}} > F_{нагр_ф}$ — фактическая площадь поверхности нагрева после исключения теплообменников удовлетворяет расчетным условиям.

Секции подогрева кондиционера с первой рециркуляцией следует проверять на замораживание в том случае, если температура воздуха на входе в секцию отрицательная. Проверку производят в следующей последовательности:

1. Определяют параметры наружного воздуха, при которых температура смеси —0,5° С.

2. Находят необходимое количество теплоты для нагрева воздуха.

3. По графику температур теплосети определяют температуру горячей воды при найденных параметрах наружного воздуха. Дальнейший расчет аналогичен расчету для секций прямоточных кондиционеров.

Пример IV.5. В результате испытания секции подогрева кондиционера КТ-120 с первой рециркуляцией получено: подача кондиционера 140 000 кг/ч; коэффициент $c = K_ф/K_к = 0{,}85$.

Секция подогрева состоит из одного ряда двухрядных теплообменников, обвязанных последовательно в ряду и смешанно в секции по теплоносителю. Площадь живого сечения теплообменников для прохода теплоносителя $f_{тр} = 0{,}0028$ м². Площадь живого сечения секции подогрева по воздуху $f = 5{,}76$ м². Теплоотводящая площадь поверхности секции подогрева $F_ф = 441{,}6$ м².

Кондиционер работает с 50%-ной рециркуляцией. Расчетные параметры наружного воздуха: $t'_{нач} = -25^\circ$ С; $I^{пр}_{нач} = -5{,}8$ ккал/ч. Расчетные параметры воздуха после оросительной камеры: $t_{к см} = 10{,}5^\circ$ С; $I^{пр}_{кон} = 7{,}2$ ккал/кг. Параметры рециркуляционного воздуха: $t_{рец} = 18^\circ$ С; $I_{рец} = 7{,}5$ ккал/кг.

Расчетные параметры теплоносителя: $t'_{гор} = 150^\circ$ С; $t'_{обр} = 70^\circ$ С.

Проверить секцию подогрева на замораживание и на достаточность площади теплоотдающей поверхности в расчетных условиях.

Решение. 1. С помощью I—d-диаграммы определяем энтальпию смеси воздуха при $t_{см} = -0{,}5^\circ$ С, соединяя точки, определяющие состояние воздуха при расчетных условиях и рециркуляционного воздуха $I_{см} = 1{,}7$ ккал/кг. На пересечении вертикали, проведенной через точку, характеризующую параметры смеси с $t_{см} = -0{,}5^\circ$ С с линией расчетной энтальпии $I^{пр}_{кон} = 7{,}2$ ккал/кг.

Находим точку с температурой $t_{кон} = 22^\circ$ С, до которой должна нагреваться смесь в секции подогрева.

Определяем температуру наружного воздуха, при которой температура смеси равна —0,5° С, при 50%-ной рециркуляции:

$$G_{рец}\, t_{рец} + G_{нар}\, t_{нар} = G_{общ}\, t_{см};$$

$$t_{нар} = \frac{G_{общ} \cdot t_{см} - 0{,}5\, G_{общ} \cdot t_{рец}}{0{,}5\, G_{общ}} = \frac{t_{см} - 0{,}5\, t_{рец}}{0{,}5} =$$

$$= \frac{-0{,}5 - 0{,}5 \cdot 18}{0{,}5} = -19\ ^\circ\text{C}.$$

2. Находим необходимое количество тепла для нагрева воздуха

$$Q = G\left(I^{пр}_{кон} - I_{см}\right) = 140\,000\,(7{,}2 - 1{,}7) = 770\,000 \text{ ккал/ч}.$$

3. По графику температур теплосети определяем температуру горячей воды при $t_{нар} = -19^\circ$ С: $t_{гор} = 131{,}5^\circ$ С.

4. Проверяем секцию подогрева на замораживание, аналогично в вышерассмотренных примерах:

$$W = \frac{Q}{c\,(t_{гор} - 20)} = \frac{770\,000}{1\,(131{,}5 - 20)} = 6906 \text{ кг/ч};$$

$$w = \frac{W}{2 \cdot 1000 \cdot 3600\, f_{тр}} = \frac{6906}{2 \cdot 1000 \cdot 3600 \cdot 0{,}0028} = 0{,}34 \text{ м/с};$$

$$v\rho = \frac{G}{3600 f} = \frac{140\,000}{3600 \cdot 5{,}76} = 6{,}75 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)};$$

$$K_к = 13{,}5\,(v\rho)^{0{,}49}\, w^{0{,}135} = 13{,}5 \cdot 6{,}75^{0{,}49}\, 0{,}34^{0{,}135} =$$

$$= 29{,}7 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C)};$$

$$K_ф = K_к\, c = 29{,}7 \cdot 0{,}85 = 25{,}2 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C)};$$

$$F_{тр} = \frac{Q}{K_ф\left(\frac{t_{гор}+20}{2} - \frac{-0{,}5 + t_{кон}}{2}\right)} =$$

$$= \frac{770\,000}{25{,}2\left(\frac{131{,}5+20}{2} - \frac{-0{,}5+22}{2}\right)} = 470 > 441{,}6 \text{ м}^2.$$

5. Проверяем достаточность площади теплоотдающей поверхности в расчетных условиях. Определяем температуру смеси в расчетных условиях при 50%-ной рециркуляции:

$$t'_{см} = 0{,}5\, t_{рец} + 0{,}5\, t_{нар} = 0{,}5 \cdot 18 + 0{,}5\,(-25) = -3{,}5\ ^\circ\text{C}.$$

По диаграмме I—d находим энтальпию смеси после секции подогрева и температуру воздуха:

$$I'_{см} = 0{,}8 \text{ ккал/кг}; \quad t'_{кон} = 22{,}7\ ^\circ\text{C};$$

$$Q_{пр} = G\left(I^{пр}_{нач} - I'_{см}\right) = 140\,000\,(7{,}2 - 0{,}8) = 896\,000 \text{ ккал/ч};$$

$$W = \frac{Q_{пр}}{c\left(t'_{гор} - t'_{обр}\right)} = \frac{896\,000}{1\,(150 - 70)} = 11\,200 \text{ кг/ч};$$

$$w = \frac{W}{2 \cdot 1000 \cdot 3600 \cdot f_{тр}} = \frac{11\,200}{2 \cdot 1000 \cdot 3600 \cdot 0{,}0028} = 0{,}56 \text{ м/с};$$

$$K_к = 13{,}5 \cdot 6{,}75^{0{,}49} \cdot 0{,}56^{0{,}135} = 31{,}8 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C)};$$

$$K_ф = 31{,}8 \cdot 0{,}85 = 27 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C)};$$

$$F_{тр} = \frac{Q_{пр}}{K_{ф}\left(\frac{t'_{гор}+t'_{обр}}{2} - \frac{t'_{см}+t'_{кон}}{2}\right)} =$$

$$= \frac{896\,000}{27\left(\frac{150+70}{2} - \frac{-3,5+22,7}{2}\right)} = 330,5 < 441,6 \text{ м}^2.$$

Площадь поверхности нагрева установленной секции достаточна для нагрева воздуха до требуемой температуры.

Секция подогрева с двумя рядами теплообменников по ходу воздуха

Объем подготовительных работ, выполняемых перед испытанием секции подогрева, аналогичен работам, выполняемым перед испытанием секций подогрева с одним рядом теплообменников по ходу движения воздуха. В зависимости от способа регулирования при испытании определяется теплопроизводительность секции подогрева в целом либо отдельно — теплопроизводительность первого ряда теплообменников, затем всей секции. Теплопроизводительность секции в целом определяется при регулировании ее одним регулирующим клапаном и отдельно первого ряда при регулировании с помощью двух регулирующих клапанов (см. рис. IV.17, *г*). Результаты испытаний обрабатываются по методике, изложенной выше. При проверке на замораживание секции подогрева, регулируемой одним клапаном, в расчет включается вся установленная площадь поверхности нагрева, а регулируемой двумя клапанами — только площадь поверхности нагрева первого ряда теплообменников по ходу движения воздуха.

Секция подогрева с обводным клапаном

Испытание секции подогрева производится при закрытом обводном клапане. При этом следует учитывать, что в связи с неплотностью обводных клапанов истинную конечную температуру после теплообменников необходимо определять расчетом. В зависимости от состояния створок полностью закрытого клапана через обводной канал секции с однорядными теплообменниками проходит до 5%, двухрядными до 7%, трехрядными до 10% воздуха. Методика испытаний секций с обводным клапаном аналогична методике, изложенной выше. По результатам измерений строится

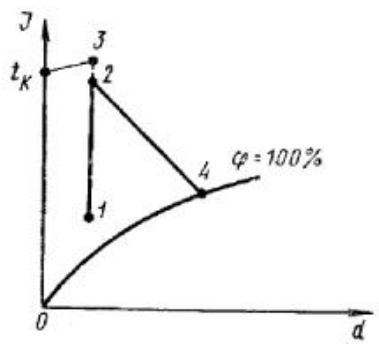


Рис. IV.21. *I—d*-диаграмма процесса обработки воздуха при наличии обводного клапана

I—d-диаграмма процесса и определяется истинная конечная температура воздуха после теплообменников (рис. IV.21). Если секция подогрева имеет несколько теплообменников по ходу движения воздуха, его количество, проходящее через обвод, определяется измерением скорости прохода воздуха в обводном канале.

Пример IV.6. В секции подогрева, оборудованной трехрядными теплообменниками с обводным каналом, обрабатывается воздух с начальными параметрами: $t_1 = -15°$ С; $I_1 = -3,2$ ккал/кг. Температура воды в поддоне оросительной камеры $t_4 = 14°$ С.

Определить конечную температуру воздуха после калорифера.

Решение. Строим процесс обработки воздуха на *I—d*-диаграмме (рис. IV.21), нанеся точки, характеризующие начальные параметры воздуха (точка *1*) и температуру воды в поддоне оросительной камеры (точка *4*). На пересечении вертикали, проведенной через точку *1*, и линии энтальпии, проходящей через точку *4*, находим точку *2*, характеризующую параметры смеси воздуха: $t_2 = 37,3°$ С; $I_2 = 9,4$ ккал/кг. При трехрядном теплообменчике количество воздуха, проходящего через обвод, составляет 10%. Температуру воздуха после теплообменников находим из уравнения теплового баланса:

$$0,9\,Gt_3 + 0,1\,Gt_1 = Gt_2,$$

откуда

$$t_3 = \frac{t_2 - 0,1\,t_1}{0,9} = \frac{37,3 - 0,1\,(-15)}{0,9} = 43,1\ °\text{C}.$$

Обработка и анализ результатов испытания секции подогрева, включая проверку на замораживание, производятся по вышеизложенной методике, за исключением расчета по уменьшению запаса площади поверхности нагрева. Снижение тепловой производительности секции с обводным клапаном осуществляется пропуском части воздуха в обвод теплообменников.

Для определения расхода воздуха через обводной канал необходимо:

1. Определить требуемый коэффициент теплопередачи секции подогрева при 25%-ном запасе площади поверхности нагрева

$$K_{тр} = \frac{1,25\,Q_{пр}}{F_{ф}\left(\frac{t'_{гор}+t'_{обр}}{2} - \frac{t'_{нач}+t'_{кон}}{2}\right)}. \qquad (IV.30)$$

2. Найти по формуле (табл. IV.9) величину массовой скорости прохода воздуха $v\rho$, соответствующую коэффициенту $K_{тр}$.

3. Определить массы воздуха, поступающего на нагрев в теплообменники и пропускаемого через обвод:

$$G_{обв} = G - G_{нагр};\ G_{нагр} = v\rho \cdot 3600\,f. \qquad (IV.31)$$

4. Вычислить конечную температуру воздуха после теплообменников:

$$t''_{кон} = \frac{Q_{пр}}{0,24\,G_{нагр}} + t'_{нач}. \qquad (IV.32)$$

5. Определить необходимую площадь поверхности нагрева при новом значении конечной температуры воздуха

$$F'_{тр} = \frac{Q_{пр}}{K_{тр}\left(\frac{t'_{гор}+t'_{обр}}{2} - \frac{t'_{нач}+t'_{кон}}{2}\right)}. \qquad (IV.33)$$

Полученную площадь поверхности нагрева $F'_{тр}$ сравниваем с площадью поверхности нагрева установленной секции $F_{ф}$. Если $F'_{тр} < F_{ф}$, производим проверочный расчет на замораживание. Если $F'_{тр} > F_{ф}$, расчет повторяется, принимая требуемую площадь поверх-

ности нагрева секции с запасом 30—35%. После выполнения расчета створки регулирующего клапана обводного канала устанавливают под углом, обеспечивающим требуемое соотношение расхода воздуха, проходящего через обводной канал и теплообменники. Угол поворота створок клапанов секции, состоящих из одно-, двух- или трехрядных теплообменников, определяется по графикам (рис. IV.22). Степень открытия створок клапана обводного канала секции из нескольких теплообменников по ходу движения воздуха

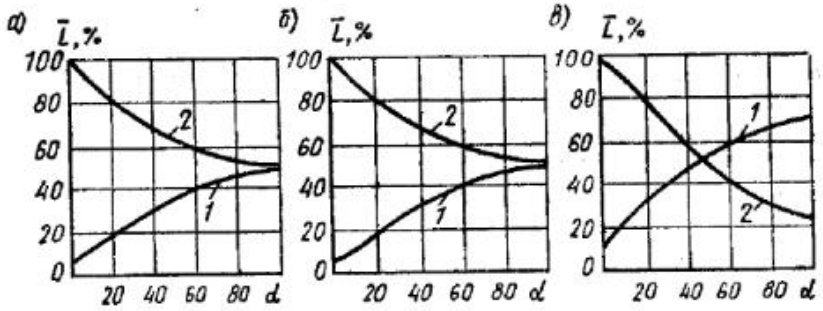


Рис. IV.22. График расхода воздуха через клапан обводного канала и через теплообменники

а — однорядные теплообменники; *б* — двухрядные; *в* — трехрядные; $\bar{L}$, % — относительный расход воздуха в процентах; α° — угол открытия створок клапана обводного канала; *1* — расход воздуха через обводной канал; *2* — расход воздуха через теплообменники

определяется непосредственным измерением скорости прохода воздуха в обводном канале.

Пример IV.7. В результате испытания секции подогрева прямоточного кондиционера КТ-160 получено: подача кондиционера 160 000 кг/ч; коэффициент $c = K_ф/K_к = 0{,}9$.

Секция подогрева собрана из одного ряда трехрядных теплообменников, обвязанных по теплоносителю последовательно в ряду и смешанно в секции. Площадь живого сечения теплообменников для прохода теплоносителя $f_{тр} = 0{,}0042$ м². Площадь живого сечения секции подогрева по воздуху $F = 5{,}76$ м². Площадь поверхности секции нагрева $F_ф = 661{,}6$ м². Расчетные параметры наружного воздуха: $t^{в}_{нач} = -16{,}5°$ С; $I^{пр}_{нач} = -3{,}8$ ккал/кг. Температура воды в поддоне оросительной камеры $t'_м = 9°$ С. Расчетные параметры теплоносителя: $t'_{гор} = 150°$ С; $t'_{обр} = 70°$ С.

Проверить секцию подогрева на замораживание и разработать рекомендации по уменьшению запаса площади поверхности нагрева перепуском части воздуха через обводной канал.

Решение. 1. Проверяем установленную секцию подогрева на замораживание. Энтальпию воздуха, соответствующую $t'_м = 9°$ С, определяем по *I—d*-диаграмме: $I^{пр}_{кон} = 6{,}5$ ккал/кг.

По *I—d*-диаграмме определяем параметры воздуха после нагрева при начальных параметрах: $t_{нач} = -0{,}5°$ С; $φ_{нач} = 90\%$; $I_{нач} = 1{,}9$ ккал/кг; $t_{кон} = 18{,}5°$ С.

Определяем количество требуемого тепла:

$$Q = G(I_{кон} - I_{нач}) = 160\,000\,(6{,}5 - 1{,}9) = 736\,000 \text{ ккал/ч}.$$

По графику температур тепловой сети находим температуру горячей воды при температуре наружного воздуха $t_н = -0{,}5°$ С: $t_{гор} = 74{,}5°$ С.

Определяем расход теплоносителя:

$$W_{-0{,}5} = \frac{Q}{c(t_{гор} - 20)} = \frac{736\,000}{1\,(74{,}5 - 20)} = 13\,500 \text{ кг/ч}.$$

Определяем скорость движения воды в трубках теплообменников:

$$w_{-0{,}5} = \frac{W_{-0{,}5}}{n \cdot 3600 \cdot 1000\, f_{тр}} = \frac{13\,500}{2 \cdot 1000 \cdot 3600 \cdot 0{,}0042} = 0{,}45 \text{ м/с}.$$

Массовая скорость прохода воздуха через секцию подогрева

$$υρ = \frac{G}{3600f} = \frac{160\,000}{3600 \cdot 5{,}76} = 7{,}72 \cdot \text{кг/(м}^2\,\text{с)}.$$

Коэффициент теплопередачи по каталогу

$$K_к = 12{,}8\,(υρ)^{0{,}49}\, w^{0{,}135} = 12{,}8 \cdot 7{,}72^{0{,}49} \cdot 0{,}45^{0{,}135} = 31{,}3 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot °\text{C)}.$$

Фактический коэффициент теплопередачи

$$K_ф = K_к\, c = 31{,}3 \cdot 0{,}95 = 29{,}7 \text{ ккал/(м}^2\,\text{ч} \cdot °\text{C)}.$$

Требуемая площадь поверхности нагрева

$$F_{тр} = \frac{Q}{K_ф\left(\frac{t_{гор} + 20}{2} - \frac{-0{,}5 + t_{кон}}{2}\right)} = \frac{736\,000}{29{,}7\left(\frac{74{,}5 + 20}{2} - \frac{0{,}5 + 18{,}5}{2}\right)} = 647{,}9 < 661{,}6 \text{ м}^2.$$

Следовательно, возможно замораживание секции подогрева.

2. Определяем требуемую площадь поверхности нагрева секции подогрева исходя из количества воздуха $G_{обв}$, пропускаемого через обводной канал.

По *I—d*-диаграмме определяем температуру воздуха после секции подогрева при расчетных условиях $I^{пр}_{кон} = 6{,}5$ ккал/кг; $t'_{кон} = 26°$ С:

$$Q_{пр} = G\left(I^{пр}_{кон} - I^{пр}_{нач}\right) = 16\,000\,[6{,}5 - (-3{,}8)] = 1\,648\,000 \text{ ккал/ч};$$

$$K_{тр} = \frac{1{,}25 Q_{пр}}{F_ф\left(\frac{t'_{гор} + t'_{обр}}{2} - \frac{t'_{нач} + t'_{кон}}{2}\right)c} = \frac{1{,}25 \cdot 1\,648\,000}{661{,}6\left(\frac{150 + 70}{2} - \frac{-16{,}5 + 26}{2}\right)0{,}95} = 31{,}1 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot °\text{C)};$$

$$W_{пр} = \frac{Q_{пр}}{c\left(t'_{гор} - t'_{обр}\right)} = \frac{1\,648\,000}{1\,(150 - 70)} = 20\,600 \text{ кг/ч};$$

$$w_{пр} = \frac{W_{пр}}{n \cdot 1000 \cdot 3600\, f_{тр}} = \frac{20\,600}{0{,}0042 \cdot 1000 \cdot 3600 \cdot 2} = 0{,}68 \text{ м/с}.$$

Находим массовую скорость прохода воздуха:

$$(v\rho)_{\text{пр}} = \left(\frac{K_{\text{тр}}}{12{,}8\, w^{0{,}135}}\right)^{2{,}0408} = \left(\frac{31{,}1}{12{,}8 \cdot 0{,}68^{0{,}135}}\right)^{2{,}0408} = 6{,}81 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}.$$

Масса воздуха, поступающего на нагрев в теплообменники:

$$G_{\text{нагр}} = v\rho \cdot 3600\, f = 6{,}81 \cdot 3600 \cdot 5{,}76 = 141\,200 \text{ кг/ч}.$$

Масса воздуха, пропускаемая через обвод:

$$G_{\text{обв}} = G - G_{\text{нагр}} = 160\,000 - 141\,200 = 18\,800 \text{ кг/ч}.$$

Температура воздуха после теплообменников равна:

$$t''_{\text{кон}} = \frac{Q_{\text{пр}}}{0{,}24 G_{\text{нагр}}} + t'_{\text{нач}} = \frac{1\,648\,000}{0{,}24 \cdot 141\,200} - 16{,}5 = 32{,}1\ ^\circ\text{C}.$$

Необходимая площадь поверхности нагрева при новом значении конечной температуры воздуха

$$F'_{\text{тр}} = \frac{Q_{\text{пр}}}{K_{\text{тр}}\left(\frac{t'_{\text{гор}} + t'_{\text{обр}}}{2} - \frac{t'_{\text{нач}} + t''_{\text{кон}}}{2}\right)} =$$

$$= \frac{1\,648\,000}{31{,}1\left(\frac{150 + 70}{2} - \frac{-16{,}5 + 32{,}1}{2}\right)} = 518{,}5 < 661{,}6 \text{ м}^2.$$

3. Проверяем секцию подогрева на замораживание при новом количестве нагреваемого воздуха $G_{\text{нагр}}$ и новом значении коэффициента теплопередачи

$$t''_{\text{кон}} = \frac{Q}{Q_{\text{нагр}} \cdot 0{,}24} + t_{\text{нач}} = \frac{736\,000}{141\,200 \cdot 0{,}24} - 0{,}5 = 21{,}2\ ^\circ\text{C};$$

$$K_{\text{к}} = 12{,}8\,(v\rho)^{0{,}49}_{\text{пр}}\, w^{0{,}135}_{-0{,}5} = 12{,}8 \cdot 6{,}81^{0{,}49} \cdot 0{,}45^{0{,}135} =$$

$$= 29{,}4 \text{ ккал/(м}^2\cdot\text{ч}\cdot\ ^\circ\text{C)};$$

$$K_{\text{ф}} = 29{,}4 \cdot 0{,}95 = 27{,}9 \text{ ккал/(м}^2\cdot\text{ч}\cdot\ ^\circ\text{C)};$$

$$F_{\text{тр}} = \frac{736\,000}{27{,}9\left(\frac{74{,}5 + 20}{2} - \frac{-0{,}5 + 21{,}2}{2}\right)} = 714{,}9 > 661{,}6 \text{ м}^2.$$

Следовательно, замораживания теплообменников не произойдет.

По рис. IV.22 определяем угол открытия створок клапана α в обводном канале. При относительном расходе воздуха через обводной канал, равном:

$$\bar{L} = \frac{G_{\text{обв}}}{G} 100\% = \frac{18\,800}{160\,000} 100\% = 11{,}75\%,\ \alpha = 5^\circ.$$

Секции второго подогрева

Секцией второго подогрева называется секция, установленная после оросительной камеры или поверхностного воздухоохладителя по ходу воздуха. Секции второго подогрева комплектуются теми же базовыми теплообменниками, что и секции первого подогрева. Секции второго подогрева могут быть с обводным каналом и без него, а теплообменники обвязываются по теплоносителю по параллельной, смешанной и последовательной схемам.

В качестве теплоносителя для секции второго подогрева используется вода с постоянными параметрами или пар. Это обусловлено тем, что тепловая нагрузка на секцию второго подогрева зависит только от значения теплоизбытков в кондиционируемом помещении и не зависит от времени года. Исключение составляют секции второго подогрева кондиционеров совмещающих функции второго подогрева с воздушным отоплением, для которых в качестве теплоносителя может быть использована вода переменных параметров. Вода постоянных параметров приготавливается в пароводяных или водоводяных бойлерах, а также в специальных смесительных узлах. Снабжение секции второго подогрева теплоносителем постоянных параметров осуществляется по отдельной от первого подогрева сети трубопроводов. При использовании в качестве теплоносителя пара для улучшения качества автоматического регулирования секций второго подогрева предусматривается самотечный конденсатопровод. Регулирование теплоотдачи секций второго подогрева осуществляется, как правило, изменением расхода теплоносителя, проходящего по трубкам теплообменников при установке на трубопроводе автоматического регулирующего клапана. Испытание секции производится при проектном значении расхода воздуха.

До проведения испытания секции необходимо:

1. Определить соответствие рядности теплообменников и их числа требованиям проекта.

2. Очистить оребрение теплообменников от пыли и убедиться в наличии перегородок между ними.

3. Вскрыть и очистить от грязи фильтр, установленный на трубопроводе перед регулирующим клапаном.

4. Открыть регулирующий клапан теплоносителя и закрыть обводной вентиль, выпустить воздух из системы. Если одна сеть трубопроводов обслуживает несколько секций второго подогрева, то открываются клапаны всех секций.

5. Проверить соответствие температуры и давления теплоносителя на нагнетающей стороне насоса бойлера или давления пара требованиям проекта.

6. Включить в работу оросительную камеру или поверхностный воздухоохладитель и отрегулировать их таким образом, чтобы температура воздуха на входе в секцию второго подогрева достигла проектного значения. Испытания секции подогрева производят в установившемся режиме работы кондиционера — через 40—50 мин после включения его в работу.

В период испытания секции подогрева определяются:

1) масса воздуха, проходящего через калорифер, по измерению в контрольной точке сети;

2) температура воздуха, поступающего в секцию подогрева, как среднее арифметическое значение температуры, измеренной в секции обслуживания за оросительной камерой или поверхностным воздухоохладителем;

3) температура воздуха после подогрева как среднеарифметическое значение температуры воздуха во всасывающем отверстии вентилятора (кондиционеры с вентилятором одностороннего всасывания) или в нагнетающем отверстии (кондиционеры с вентилятором двухстороннего всасывания), за вычетом величины нагрева воз-

духа в вентиляторном агрегате, определенной при тепловом испытании вентилятора;

4) температура воды, поступающей в секцию подогрева $t_{гор}$ и выходящей из нее $t_{обр}$, или давление пара.

Полученные результаты заносят в табл. прил. 17.

Обработка результатов испытания секций второго подогрева, работающих с использованием в качестве теплоносителя воды, производится по методике, изложенной для секций первого подогрева. В связи с тем что температура воздуха, поступающего в секцию второго подогрева, всегда положительна, проверять теплообменники на замораживание не следует. Дополнительной возможностью при регулировании теплопроизводительности секции второго подогрева является возможность изменения температуры теплоносителя или давления пара. Для уменьшения теплопроизводительности секции подогрева температуру теплоносителя или давление пара уменьшают, а для повышения — параметры теплоносителя увеличивают.

Расчет теплопроизводительности секции подогрева, работающей на паре, производится следующим образом.

1. Определяется количество теплоты, полученное воздухом, ккал/ч:

$$Q = G \cdot 0{,}24\,(t_{кон} - t_{нач}). \qquad \text{(IV.34)}$$

2. Находится массовая скорость прохода воздуха (кг/м²·с) через теплообменники:

$$v\rho = \frac{G}{3600fn}. \qquad \text{(IV.35)}$$

3. Определяется фактический коэффициент теплопередачи ккал/(м²·ч·°С):

$$K_ф = \frac{Q}{F\left(T_{пара} - \frac{t_н + t_к}{2}\right)}, \qquad \text{(IV.36)}$$

где T — температура пара, °С, соответствующая его рабочему давлению.

4. По найденной массовой скорости прохода воздуха с использованием формул (см. табл. IV.9) находится каталожный коэффициент теплопередачи секции подогрева $K_к$. При расчете коэффициента теплопередачи скорость движения воды в трубках w условно принимается 0,8 м/с.

5. Полученный коэффициент $K_к$ сравнивается с фактическим коэффициентом теплопередачи $K_ф$:

$$c = \frac{K_ф}{K_к}. \qquad \text{(IV.37)}$$

Если расхождение коэффициентов теплопередачи превышает 20%, следует определить и устранить причину расхождения. Если по результатам проведенных испытаний установлено, что теплопроизводительность секции второго подогрева меньше проектной, производится пересчет теплопроизводительности при максимально возможном давлении пара. Если теплопроизводительность секции превышает проектную, наиболее целесообразно исключить часть теплообменников из работы, перекрыв подачу в них пара. Такой способ

позволяет уменьшить инерционность секции подогрева и повысить качество регулирования параметров воздуха в кондиционируемом помещении. Методика уменьшения теплопроизводительности аналогична изложенной для секций первого подогрева.

При наладке секций второго подогрева следует учитывать ряд специфических особенностей их расчета и работы. Как правило, с помощью секции второго подогрева осуществляется поддержание требуемых параметров воздуха в кондиционируемом помещении. Качество регулирования во многом зависит от правильного расчета требуемой теплопроизводительности секции. Проектными организациями, как правило, рассчитывается теплопроизводительность секции подогрева из условия нагрева воздуха от температуры «точки росы» воздуха за оросительной камерой до температуры помещения. Исходя из этого определяется расход теплоносителя и диаметр условного прохода регулирующего клапана. Фактически теплопроизводительность секции второго подогрева при наличии проектных теплоизбытков в помещении во много раз меньше требуемой: в рабочем режиме, как правило, секция имеет запас площади поверхности нагрева, превышающий расчетный в 4—5 раз, что значительно ухудшает точность регулирования. При наладке проектную теплопроизводительность секции подогрева следует корректировать в сторону уменьшения с учетом нагрева воздуха в вентиляторе, воздуховодах, наличия постоянных теплоизбытков (освещение, люди и др.). Наладку секции подогрева необходимо проводить также с учетом инерционности ее работы в процессе регулирования.

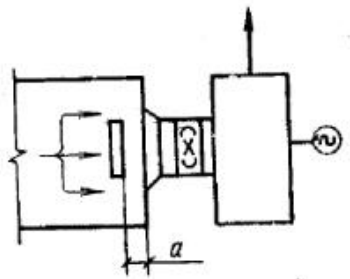
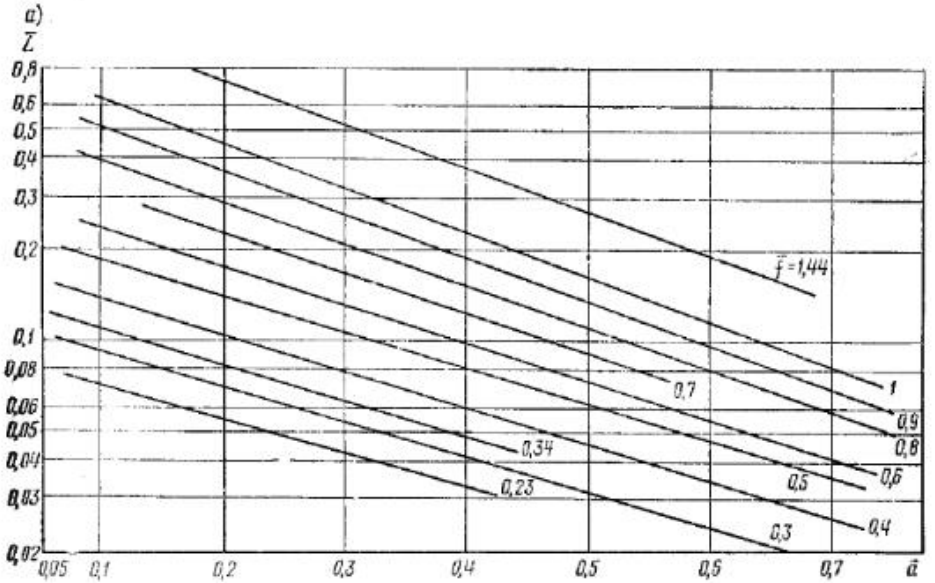


Рис. IV.23. Принципиальная схема установки калорифера второго подогрева в спектре всасывания

В ГПИ Проектпромвентиляция разработаны способ установки малогабаритного калорифера второго подогрева в спектре всасывания вентилятора, а также схема обвязки калорифера. Использование этого способа позволяет разрабатывать рекомендации при наладке, удовлетворяющие вышеизложенным требованиям. На рис. IV.23 представлена принципиальная схема установки калорифера второго подогрева. Часть воздуха (10—30% подачи кондиционера) проходит через калорифер и нагревается в зависимости от вида теплоносителя, до 70°С. Остальной воздух идет в обвод, смешиваясь в вентиляторе с подогретым воздухом, и принимает требуемые параметры. Расход воздуха, проходящего через калорифер, зависит от того, на каком расстоянии последний установлен от всасывающего. На рис. IV.24 представлена номограмма, составленная для многоходовых калориферов типа КВ, по которой можно найти указанное расстояние, а в качестве теплоносителя для данного узла подогрева могут быть использованы вода постоянных или переменных параметров, а также пар. При этом целесообразно использовать теплоноситель с максимально возможной температурой, что позволяет значительно уменьшить массу и инерционность узла подогрева.

Применение при теплоносителе паре многоходового калорифера позволяет исключить из схемы обвязки конденсатоотводчик. В этом

случае регулирующий клапан должен быть рассчитан таким образом, чтобы в полностью открытом положении он пропускал не более расчетного количества пара. При использовании для теплоснабжения калориферов второго подогрева теплоносителя переменных



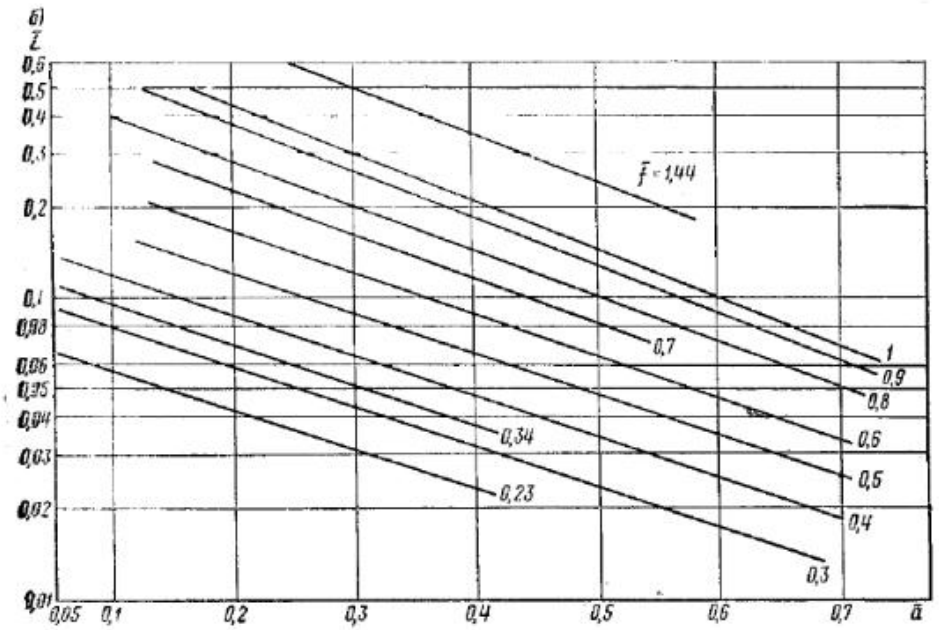


Рис. IV.24. График для определения расстояния «а» от калорифера до всасывающего отверстия

а — калориферы КВС; *б* — калориферы КВБ

параметров обвязка их осуществляется, как показано на рис. IV.25. Теплопроизводительность калорифера *2* рассчитывается на обеспечение требуемого нагрева воздуха при средней температуре горячей воды в холодный период года (100 или 110 °С). Диаметр условного прохода регулирующего клапана *3* определяется исходя из пропуска им в полностью открытом положении количества воды по формуле

$$W = \frac{Q}{(t_{гор} - t_{обр})\, c}, \qquad (IV.38)$$

где $t_{гор}$ — температура горячей воды, равная 100° С при графике ТЭЦ 130—70° С и 110° С — при графике 150—70° С; $t_{обр}$ — температура обратной воды по графику ТЭЦ при температуре горячей воды 100 или 110° С; Q — теплопроизводительность калорифера второго подогрева, ккал/ч.

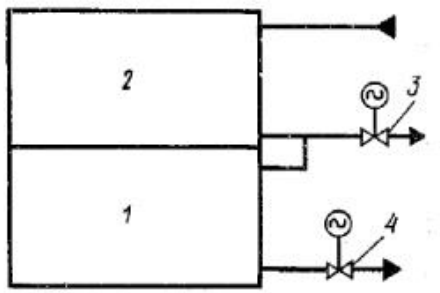


Рис. IV.25. Обвязка калориферов при переменных параметрах теплоносителя

Теплопроизводительность двух калориферов рассчитывается на обеспечение требуемого нагрева воздуха при параметрах воды для летнего периода года.

Сечение регулирующего клапана *4* определяется исходя из пропуска им в полностью открытом положении количества воды:

$$W_2 = \frac{Q}{\left(t^{т}_{гор} - t^{т}_{обр}\right) c} - W_1, \qquad (IV.39)$$

где $t^{т}_{гор}$; $t^{т}_{обр}$ — температура горячей и обратной воды в теплый период года.

Узел второго подогрева работает следующим образом. В холодный период года горячая вода поступает только в калорифер *2*, регулируемый клапаном *3*. При этом клапан *4* полностью закрыт. С понижением температуры горячей воды начинает постепенно открываться клапан *4*, вода поступает в калориферы *1* и *2*.

Пример IV.8. При выполнении наладочных работ оказалась необходимой установка калорифера второго подогрева в кондиционере КТ-60. Теплоноситель вода переменных параметров по графику ТЭЦ: $t^{х}_{гор}$ — холодного периода года 130° С; $t_{обр}$ =70° С; $t^{т}_{гор}$ — теплого периода года 70° С; $t^{т}_{обр}$ =40° С. Подача кондиционера G=70 000 кг/ч, температура воздуха: $t_{нач}$=12° С; $t_{кон}$=17° С.

Разработать рекомендации по установке многоходовых калориферов в спектре всасывания.

Решение. 1. При работе в теплый период года принимаем перепад температур после секции подогрева $\Delta t_{кал} = 20°$ С. Необходимое количество теплоты для нагрева воздуха в теплый и холодный периоды года составит:

$$Q_{тр} = Gc\,(t_{кан} - t_{нач}) = 70\,000 \cdot 0{,}24\,(17 - 12) = 84\,000 \text{ ккал/ч}.$$

При этом количество воздуха, проходящего через секцию подогрева, составит:

$$G^{т}_{кал} = \frac{Q_{тр}}{\Delta t_{кал} \cdot c} = \frac{84\,000}{20 \cdot 0{,}24} = 17\,500 \text{ кг/ч}.$$

Температура воздуха после секции подогрева

$$t_{к} = t_{нач} + \Delta t_{кал} = 12 + 20 = 32° \text{ С}.$$

Количество теплоносителя, проходящего через секцию подогрева:

$$W = \frac{Q_{тр}}{1000\left(t^{т}_{гор} - t^{т}_{обр}\right)} = \frac{84\,000}{1000\,(70 - 40)} = 2{,}8 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Требуемая площадь поверхности секции подогрева

$$F_{тр} = \frac{Q_{тр}}{K_{ср}\left(\dfrac{t^{т}_{гор} + t^{т}_{обр}}{2} - \dfrac{t_{нач} + t_{к}}{2}\right)} =$$

$$= \frac{84\,000}{35\left(\dfrac{70 + 40}{2} - \dfrac{12 + 32}{2}\right)} = 72{,}7 \text{ м}^2,$$

где $K_{ср}$ — средний коэффициент теплопередачи калориферов КВС-П.

Минимальная площадь живого сечения калориферов по теплоносителю

$$f^{т}_{ж} = \frac{W}{3600\,v_{макс}} = \frac{2{,}8}{3600 \cdot 1{,}2} = 0{,}0006 \text{ м}^2,$$

где $v_{макс}$ — максимальная скорость движения теплоносителя в трубках калориферов, м/с.

Площадь живого сечения секции подогрева для прохода воздуха при средней массовой скорости, равной 8 кг/(м²·с):

$$f^{в}_{ж} = \frac{G^{т}_{кал}}{3600\,(v\rho)_{ср}} = \frac{17\,500}{3600 \cdot 8} = 0{,}61 \text{ м}^2.$$

Принимаем к установке три калорифера КВС-10-П параллельно по воздуху и последовательно по воде, имеющих следующие технические характеристики:

$$F_{нагр} = 25{,}08 \cdot 3 = 75{,}24 \text{ м}^2;$$

$$f^{т}_{ж} = 0{,}001159 \text{ м}^2;$$

$$f^{в}_{ж} = 0{,}30325 \cdot 3 = 0{,}90975 \text{ м}^2.$$

Определяем массовую скорость прохода воздуха

$$v\rho = \frac{G^{т}_{кал}}{3600 f^{в}_{ж}} = \frac{17\,500}{3600 \cdot 0{,}90975} = 5{,}3 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}.$$

Исходя из допустимого аэродинамического сопротивления калориферов второго подогрева 8 кгс/м², по характеристикам калорифера находим допустимое $v\rho = 9{,}1$ кг/(м²·С) и определяем расход воздуха через калорифер в теплый период года:

$$G_{кал} = 3600\,v\rho f^{в}_{ж} = 3600 \cdot 9{,}1 \cdot 0{,}90975 = 29\,800 \text{ кг/ч}.$$

Определяем действительный перепад температур и температуру воздуха после калориферов:

$$\Delta t_{кал} = \frac{Q_{тр}}{G_{кал} \cdot C} = \frac{84\,000}{29\,800 \cdot 0{,}24} = 11{,}7°\text{С};$$

$$t_{к} = 12 + 11{,}7 = 23{,}7° \text{ С}.$$

Скорость движения теплоносителя в секции подогрева

$$w = \frac{W}{3600 f^{т}_{ж}} = \frac{2{,}8}{3600 \cdot 0{,}001159} = 0{,}67 \text{ м/с}.$$

Коэффициент теплопередачи теплообменников

$$K = 17{,}94\,(v\rho)^{0{,}32}\,w^{0{,}132} = 17{,}94 \cdot 9{,}1^{0{,}32} \cdot 0{,}67^{0{,}132} = 34{,}5 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot °\text{С)}.$$

Количество тепла, отдаваемого секцией подогрева:

$$Q = KF_{нагр}\left(\frac{t^{т}_{гор} + t^{т}_{обр}}{2} - \frac{t_{нач} + t_{к}}{2}\right) =$$

$$= 34{,}5 \cdot 75{,}24\left(\frac{70 + 40}{2} - \frac{12 + 23{,}7}{2}\right) = 96\,430 > 84\,000 \text{ ккал/ч},$$

т. е. секция подогрева имеет запас по теплопроизводительности 14,8%.

2. Определим площадь поверхности нагрева для секции подогрева в холодный период года. Предполагаем, что в холодный период года для нагрева воздуха будет достаточно двух теплообменников из трех, установленных КВС-10-П, причем массовая скорость прохода воздуха через теплообменники остается прежней:

$$F_{нагр} = 25{,}08 \cdot 2 = 50{,}16 \text{ м}^2;$$

$$f^{т}_{ж} = 0{,}001159 \text{ м}^2.$$

Определяем количество нагреваемого воздуха

$$G^{х}_{кал} = G^{т}_{кал} \cdot \frac{2}{3} = 29\,800 \cdot \frac{2}{3} = 19\,870 \text{ кг/ч}.$$

Определяем перепад температур воздуха до и после калорифера

$$\Delta t_{кал} = \frac{Q_{тр}}{G^{х}_{кал}\,c} = \frac{84\,000}{19\,870 \cdot 0{,}24} = 17{,}6 \text{ °С}.$$

Определяем температуру воздуха после секции подогрева $t_{н} = 12 + 17{,}6 = 29{,}6°$ С. Находим количество теплоносителя, проходящего через секцию подогрева:

$$W = \frac{Q_{тр}}{1000\left(t^{х}_{гор} - t^{х}_{обр}\right)} = \frac{84\,000}{1000\,(100 - 55{,}7)} = 1{,}9 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где $t^{х}_{обр}$ — определяется по графику температур в теплосети при $t^{х}_{гор} = 100°$ С.

Скорость движения теплоносителя в секции подогрева

$$w = \frac{w}{3600 f_{ж}^{т}} = \frac{1,9}{3600 \cdot 0,001159} = 0,46 \text{ м/с}.$$

Коэффициент теплопередачи

$$K = 17,94 \cdot 9,1^{0,32} \cdot 0,46^{0,132} = 32,8 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Количество теплоты, отдаваемого секцией подогрева:

$$Q = KF_{нагр}\left(\frac{t_{гор}^{х} + t_{обр}^{х}}{2} - \frac{t_{нач} + t_{к}}{2}\right) =$$

$$= 32,8 \cdot 50,16\left(\frac{100 + 55,7}{2} - \frac{12 + 29,6}{2}\right) = 93\,900 > 84\,000 \text{ ккал/ч},$$

т. е. секция подогрева имеет запас по теплопроизводительности 10,5%.

3. Определяем расстояние калорифера от всасывающего отверстия кондиционера.

Относительная площадь составит:

$$\bar{f} = \frac{(a \times b)\, n_{кал}}{F_{вс}} \frac{(1,235 \times 0,575)3}{1,629} = 1,31,$$

где $(a \times b) n_{кал}$ — размеры секции подогрева; $F_{вс}$ — площадь всасывающего отверстия кондиционера КТ-60.

Относительный расход

$$\bar{L} = \frac{G_{кал}}{G_{конд}} = \frac{29\,800}{70\,000} = 0,43.$$

По графику (рис. IV.24) находим величину $\bar{a}$, равную 0,27.

Абсолютное значение расстояния от всасывающего отверстия до калорифера

$$a = \bar{a}\, d = 0,27 \cdot 1,44 = 0,39 \text{ м}.$$

Секции подогрева кондиционеров КВ-11, КВ-12, КВ-13. Секции подогрева кондиционеров комплектуются однорядными или двухряд-

Таблица IV.10. **Технические данные секций подогрева КВ-11, КВ-12 и КВ-13**

Показатели	КВ-11		КВ-12		КВ-13	
	Число рядов труб в теплообменнике					
	1	2	1	2	1	2
Число теплообменников	2	2	2	2	2	2
Номинальная производительность по воздуху, м³/ч	12 500	12 500	25 000	25 000	40 000	40 000
Площадь поверхности нагрева секции, м²	16,8	33,6	27,2	54,4	44,8	89,6
Площадь живого сечения теплообменника для прохода воды, м²	0,00108	0,00216	0,00138	0,00276	0,00177	0,00354
Площадь живого сечения секции для прохода воздуха, м²	0,6	0,6	0,98	0,98	1,64	1,64
Аэродинамическое сопротивление секции при номинальном расходе воздуха, кгс/м²	4,1	7,5	6,5	11,8	6,4	11,7
Габаритная площадь секции F, м²	1,26	1,26	2	2	3,2	3,2

ными теплообменниками со спирально-навивным оребрением (табл. IV. 10). Каждый теплообменник имеет два хода по теплоносителю. В качестве теплоносителя применяется вода до 150 °С при давлении до 16 кгс/см².

Методика выполнения испытаний и наладки секций первого и второго подогрева кондиционеров КВ аналогична методике, приведенной выше для кондиционеров КТ. Каталожный коэффициент

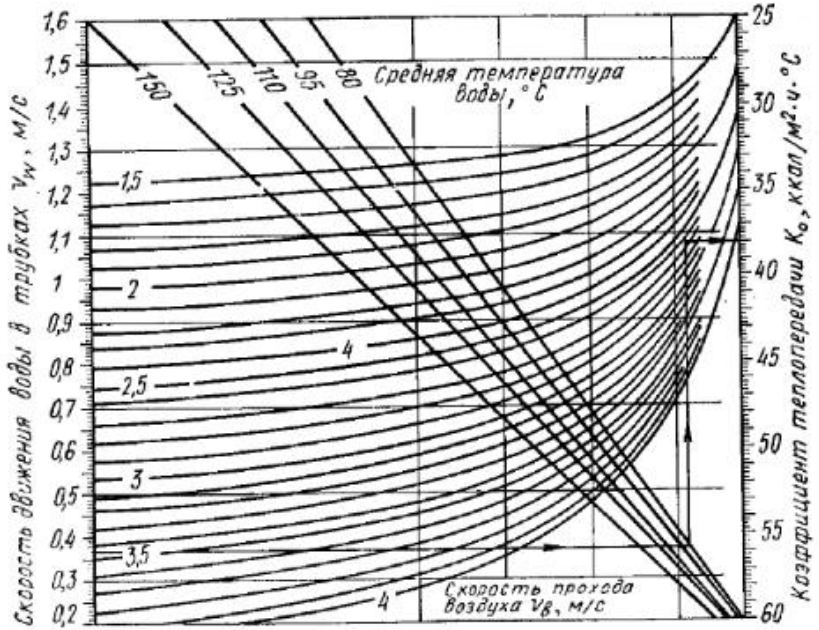


Рис. IV.26. Номограмма для определения коэффициента теплопередачи секции подогрева

теплопередачи K секции подогрева определяется по номограмме (рис. IV.26), а скорость движения воздуха — из выражения

$$v_в = L/3600F, \text{ м/с}. \qquad \text{(IV.40)}$$

Поверхностные воздухоохладители

Поверхностные воздухоохладители кондиционеров КТ комплектуются теми же базовыми теплообменниками, что и секции подогрева (см. табл. IV. 9). Для комплектации используются двухрядные и трехрядные теплообменники.

Компоновка воздухоохладителей из теплообменников аналогична компоновке секций подогрева без обводного канала, а суммарное число рядов трубок по ходу воздуха может быть 4, 5, 6, 7, 8 и 9. Охлаждение осуществляется без орошения холодоотдающей поверхности.

На рис. IV. 27 показан поверхностный воздухоохладитель кондиционера КТ-250. Воздухоохладитель состоит из теплообменников

1, поддона *4*, каплеуловителей *5*. Поддон *4* представляет собой сварную емкость из листового металла и предназначен для сбора конденсата, выпадающего из воздуха. Боковая стенка поддона имеет два патрубка *2* и *3*. Патрубок *2* расположен в нижней части стенки и служит для периодического слива конденсата из поддона. Патрубок *3* служит для постоянного слива конденсата. Постоянный уровень воды в поддоне поддерживается с помощью переливного устройства. Каплеуловители *5* аналогичны каплеуловителям оросительных камер. Для предотвращения движения обрабатываемого воздуха через поддон для сбора конденсата последний накрывается металлическими крышками *6*.

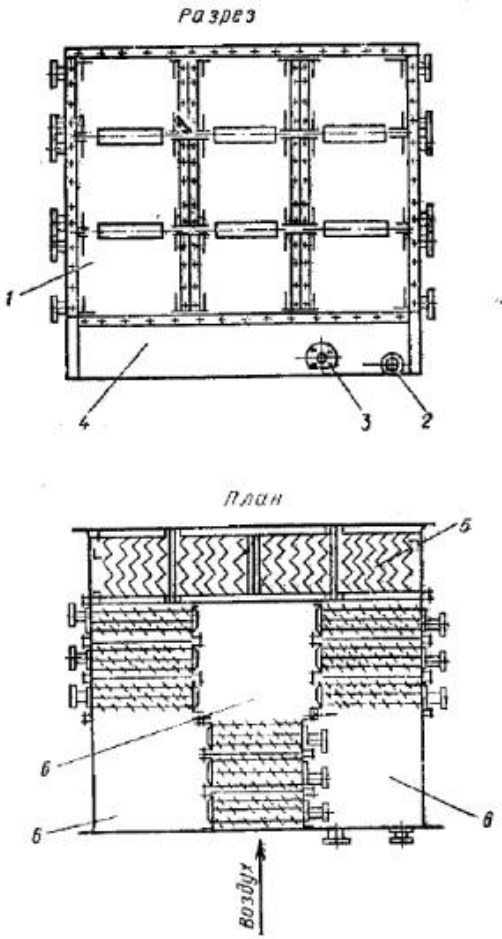


Рис. IV.27. Поверхностный воздухоохладитель кондиционера КТ-250

Поверхностный воздухоохладитель работает следующим образом. Соприкасаясь с холодной поверхностью трубок и оребрения воздух охлаждается и осушается; на элементах теплообменников из воздуха выпадает конденсат, часть которого стекает в поддон, а часть, уносимая воздушным потоком, задерживается пластинами каплеуловителя и также стекает в поддон.

В качестве хладоносителя используется охлажденная вода с давлением до 8 кгс/см², иногда применяются рассолы: раствор хлористого натрия NaCl или хлористого кальция $CaCl_2$.

Обвязку теплообменников трубопроводами желательно осуществлять по противоточной схеме. Холодопроизводительность регулируется изменением расхода хладоносителя, поступающего в теплообменники с помощью регулирующего клапана, устанавливаемого на трубопроводе подачи хладоносителя к воздухоохладителю.

Испытание и наладка воздухоохладителя осуществляется для достижения проектной холодопроизводительности при расчетных параметрах наружного воздуха. Испытания следует производить после гидравлической регулировки сети холодоснабжения и обеспечения проектного давления хладоносителя на нагнетающей стороне

циркуляционного насоса холодильной станции, при параметрах воздуха, близких к проектному значению. Допускается имитация начальной температуры воздуха с помощью калориферов и другими способами. До проведения испытания воздухоохладителей следует:

1. Определить соответствие рядности воздухоохладителя и схемы его обвязки проекту.

2. Очистить наружную поверхность теплообменников от пыли, убедиться в наличии перегородок между ними, плотности соединения крышек с поддоном, правильности монтажа каплеуловителей.

3. Сверить с проектом схему обвязки трубопроводами поддона воздухоохладителя.

4. Вскрыть и очистить от грязи фильтр, установленный на трубопроводе перед регулирующим клапаном.

5. Открыть регулирующий клапан хладоносителя и закрыть обводные вентили, выпустить воздух из системы, открыв вентиль воздухосборника.

6. Проверить соответствие давления и температуры хладоносителя, а также параметров воздуха на входе в воздухоохладитель проектному значению. При несоответствии начальной температуры воздуха проекту добиться ее повышения включением в работу калорифера первого подогрева. В том случае, когда имитация параметров наружного воздуха невозможна, допускается производить испытания воздухоохладителя при начальной температуре воздуха, не менее чем на 5° С превышающей проектную температуру воздуха за воздухоохладителем t_{c_2}. Испытания воздухоохладителя выполняют в установившемся режиме работы кондиционера через 40—50 мин после включения его в работу.

При испытании воздухоохладителя определяются:

1. Масса воздуха, проходящего через теплообменники (G), по измерению в контрольной точке сети.

2. Температура и относительная влажность воздуха, поступающего в воздухоохладитель. Если кондиционер прямоточный, измерение температуры и относительной влажности воздуха осуществляется непосредственно в проеме приемного клапана. При наличии первой рециркуляции методика определения параметров воздуха перед воздухоохладителем аналогична методике, изложенной для секций первого подогрева.

3. Температура и относительная влажность воздуха за воздухоохладителем. Измерения производятся за каплеотделителем в секции обслуживания по центру каждого теплообменника. В расчете используются среднее арифметическое значение температуры и относительной влажности.

4. Температура охлажденной воды $t_{охл}$, поступающей в воздухоохладитель, и отепленной $t_{от}$, выходящей из воздухоохладителя.

5. Аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя определяется измерением статического давления воздуха до и после теплообменников. Испытания производятся два раза с интервалом не менее 30 мин. Если расхождения значений холодопроизводительности, определенной по результатам двух серий измерений, отличаются не более чем на 20%, испытания заканчиваются. При расхождении, превышающем 20%, испытания следует провести заново.

Полученные результаты испытания заносят в табл. (прил. 23).

По результатам проведенных измерений строится I—d-диаграмма процесса обработки воздуха (рис. IV.28) и выполняется расчет воздухоохладителя.

1. Количество теплоты, отданное воздухом, ккал/ч:

$$Q = G \cdot (I_{\text{нач}} - I_{\text{кон}}). \qquad \text{(IV.41)}$$

2. Количество воды, протекающей через воздухоохладитель, кг/ч:

$$W = \frac{Q}{t_{\text{в.к}} - t_{\text{в.н}}}, \qquad \text{(IV.42)}$$

где $t_{\text{в.н}}$ и $t_{\text{в.к}}$ — начальная и конечная температуры воды, протекающей через воздухоохладитель.

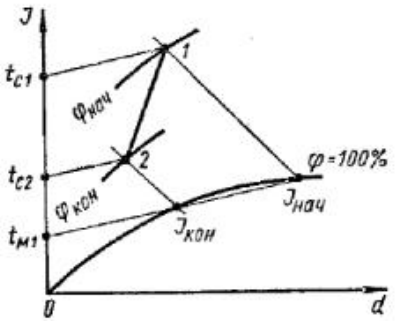


Рис. IV.28. *I—d*-диаграмма процесса обработки воздуха в поверхностном воздухоохладителе

3. Скорость движения воды в трубках теплообменников w, м/с, определяется в зависимости от схемы их обвязки.

4. Массовая скорость прохода воздуха, кг/м²·с, через теплообменники

$$v\rho = \frac{G}{3600fn}. \qquad \text{(IV.43)}$$

5. Фактический коэффициент явной теплопередачи в том случае, если процесс охлаждения проходил без выпадения влаги, ккал/(ч××м²·°С):

$$K_{\text{ф.я}} = \frac{Q_{\text{я}}}{F_{\text{ф}} \cdot \Delta t_{\text{ср.л.}}}. \qquad \text{(IV.44)}$$

Фактический коэффициент полной теплопередачи (в том случае, если процесс охлаждения проходил с выпадением влаги), ккал/(ч××м²·°С):

$$K_{\text{ф.п}} = \frac{Q_{\text{п}}}{F_{\text{ф}}\, \Delta t_{\text{ср.л}}}, \qquad \text{(IV.45)}$$

где $Q_{\text{я}}$ и $Q_{\text{п}}$ — количество явной и полной теплоты, отданной воздухом, ккал/ч; $F_{\text{ф}}$ — фактическая площадь поверхности охлаждения воздухоохладителя, м²; $\Delta t_{\text{ср.л}}$ — среднелогарифмическая разность температур воздуха и воды;

$$\Delta t_{\text{ср.л}} = \frac{(t_{c_1} - t_{\text{в.к}}) - (t_{c_2} - t_{\text{в.н}})}{2{,}303 \lg \dfrac{t_{c_1} - t_{\text{в.к}}}{t_{c_2} - t_{\text{в.н}}}}, \qquad \text{(IV.46)}$$

где t_{c_1}; t_{c_2} — начальная и конечная температуры воздуха, °С.

Обвязка теплообменников по хладоносителю оказывает влияние на среднелогарифмическую разность температур. При перекрестном токе воды и воздуха необходимо к среднелогарифмической разности температур вводить поправочный коэффициент p, определяемый по графику (рис. IV.29).

Для сравнения фактического коэффициента теплопередачи с его значением по каталогу определяется температурный критерий $\overline{T}_0$:

$$\overline{T}_0 = \frac{t_{c_1} - t_{м_1}}{t_{c_1} - t_{\text{в.н}}}, \qquad \text{(IV.47)}$$

где $t_{м_1}$ — начальная температура воздуха по мокрому термометру.

Теоретический коэффициент теплопередачи находится по формулам табл. IV.11.

При числе рядов труб в воздухоохладителе (5, 6, 7) коэффициент теплопередачи определяют интерполяцией, при девяти рядах труб — экстраполяцией. Если расхождение коэффициентов теплопередачи превышает 20%, следует определить и устранить причину. Причинами расхождения может быть отложение пыли на наружной поверхности теплообменников или загрязнение внутренней поверхности трубок.

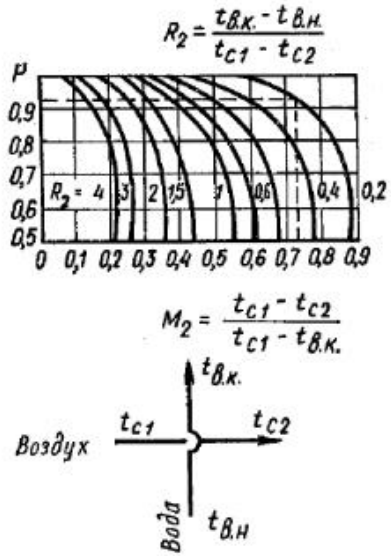


Рис. IV.29. График для определения поправочного множителя P при перекрестном токе воздуха и воды

Таблица IV.11. **Коэффициенты теплопередачи воздухоохладителей**

Режим работы воздухоохладителя	Воздухоохладители с числом рядов (L) труб по ходу воздуха	
	4	8
Сухое охлаждение воздуха	$K_{\text{я}} = 8{,}36(v\rho)^{0{,}44}\, w^{0{,}18}$	$K_{\text{я}} = 8{,}4(v\rho)^{0{,}57}\, w^{0{,}13}$
Охлаждение и осушение воздуха без орошения поверхности воздухоохладителя	$K_{\text{п}} = 8{,}82(v\rho)^{0{,}29}\, w^{0{,}22\frac{}{T_0}-0{,}6}$	$K_{\text{п}} = 12{,}8\,(v\rho)^{0{,}35}\, w^{0{,}25\frac{}{T_0}-0{,}38}$

Примечание. Уравнения справедливы при изменении w от 0,385 до 1,15 м/с и $\overline{T}_0$ от 0,3 до 0,6.

6. Определяется поправочный коэффициент

$$c = K_{\Phi}/K_{\text{т}}.$$

7. Если испытания проводились при параметрах воздуха, отличных от проектных, выполняется пересчет на проектный режим работы. По приведенным в табл. IV.11 формулам рассчитывается коэффициент теплопередачи $K'_{\text{т}}$ при проектных параметрах воздуха.

С учетом поправочного коэффициента c определяется фактический коэффициент теплопередачи воздухоохладителя K'_{Φ}: $K'_{\Phi} = K'_{\text{т}}\, c$.

Определяется холодопроизводительность при расчетных параметрах

$$Q' = K'_{\Phi}\ F_{\Phi}\ \Delta t'_{\text{ср.л}}, \qquad \text{(IV.48)}$$

где Q' — холодопроизводительность при расчетных параметрах; $\Delta t'_{\text{ср.л}}$ — средняя логарифмическая разность температур при расчетных параметрах.

Если холодопроизводительность превышает проектную более чем на 20%, ее снижают, повысив температуру подаваемой воды, либо уменьшив ее расход. Повышать температуру хладоносителя можно только в том случае, если это не влияет отрицательно на работу воздухоохладителей других кондиционеров.

Для определения требуемой температуры холодной воды находят $\Delta t^{\text{тр}}_{\text{ср.л}}$ по формуле

$$\Delta t^{\text{тр}}_{\text{ср.л}} = \frac{1{,}15 Q_{\text{пр}}}{F_{\Phi} K_{\Phi}}, \qquad \text{(IV.49)}$$

где $Q_{\text{пр}}$ — проектная холодопроизводительность при расчетных параметрах наружного воздуха.

Задаются температурой холодной воды на 0,5—1° С выше начального значения. Методом последовательного приближения из формулы IV.46 определяется требуемая температура холодной воды $t_{\text{в.н}}$. При последующем расчете определяются температурный критерий $\overline{T}_0$, коэффициент теплопередачи $K^{\text{тр}}_{\Phi}$ и холодопроизводительность воздухоохладителя в расчетном режиме.

При уменьшении холодопроизводительности снижением расхода хладоносителя через воздухоохладитель расчет ведется по вышеприведенным формулам для определения $\Delta t^{\text{тр}}_{\text{ср.л}}$ и $\Delta t'_{\text{ср.л}}$ и только в этом случае задаются конечной температурой воды $t_{\text{в.к}}$. В дальнейшем находится расход хладоносителя при новом перепаде температур, скорость движения воды в воздухоохладителе, коэффициент теплопередачи K'_{Φ} и холодопроизводительность воздухоохладителя в расчетном режиме.

Если холодопроизводительность воздухоохладителя ниже проектной, ее повышают следующими способами:

а) снижением начальной температуры воды;

б) увеличением расхода воды;

в) совместно увеличением расхода воды и снижением ее температуры;

г) дополнительной установкой теплообменников.

Снижение начальной температуры воды является эффективным способом повышения холодопроизводительности. Для этого определяют технические возможности снижения начальной температуры воды, а затем рассчитывают холодопроизводительность.

Увеличивать расход воды следует в том случае, когда расчетный перепад температур на входе и выходе из теплообменников превышает 3° С.

Если за счет изменения параметров и количества воды не достигается требуемая холодопроизводительность, разрабатываются рекомендации по дополнительной установке охлаждающей поверхности.

Пример IV.9. Произведены испытания восьмирядного поверхностного воздухоохладителя кондиционера КТ-60. Воздухоохладитель состоит из одометровых теплообменников — четырех двухрядных и восьми трехрядных. Холодоотдающая площадь поверхности воздухоохладителя $F_{\Phi} = 874{,}3$ м². Площадь живого сечения воздухоохладителя для прохода воздуха $f^{\text{в}}_{\text{ж}} = 2{,}88$ м².

Обвязка теплообменников воздухоохладителя по хладоносителю последовательная в ряду, смешанная в секции. Площадь живого сечения воздухоохладителя для прохода хладоносителя $f^{\text{т}}_{\text{ж}} = (0{,}0028 + 0{,}00419 \cdot 2)2 = 0{,}02236$ м².

Расход воздуха через воздухоохладитель $G = 72\,000$ кг/ч.

Параметры воздуха в период испытаний:

$$t_{\text{с}_1} = 23°\text{С};\ t_{\text{м}_1} = 14{,}1\ °\text{С};\ I_1 = 9{,}55\ \text{ккал/кг};$$

$$t_{\text{с}_2} = 11°\text{С};\ t_{\text{м}_2} = 8{,}6°\text{С};\ I_2 = 6{,}3\ \text{ккал/кг}.$$

Температура воды в период испытаний

$$t_{\text{в.н.}} = 5°\text{С};\ t_{\text{в.к}} = 7{,}4°\text{С}.$$

Расчетные параметры:

I вариант

$$t'_{\text{с}_1} = 30°\text{С};\ t'_{\text{м}_1} = 18{,}9°\text{С};\ I'_1 = 12{,}9\ \text{ккал/ч};$$

$$t'_{\text{с}_2} = 13°\text{С};\ t'_{\text{м}_2} = 21{,}1°\text{С};\ I'_2 = 8{,}2\ \text{ккал/ч};$$

$$t_{\text{в.н.}} = 5°\text{С}.$$

II вариант

$$t'_{\text{с}_1} = 28°\text{С};\ t'_{\text{м}_1} = 18{,}9°\text{С};\ I'_1 = 12{,}9\ \text{ккал/ч};$$

$$t'_{\text{с}_2} = 15°\text{С};\ t'_{\text{м}_2} = 12{,}1°\text{С};\ I'_2 = 8{,}2\ \text{ккал/ч};$$

$$t_{\text{в.н.}} = 5°\text{С}.$$

Определить холодопроизводительность воздухоохладителя в расчетном режиме и разработать рекомендации:

I вариант — по увеличению холодопроизводительности снижением температуры воды.

II вариант — по уменьшению холодопроизводительности двумя способами:

а) повышением начальной температуры воды;

б) снижением расхода воды.

Решение. 1. Количество тепла, отданного воздухоохладителем:

$$Q = G(I_2 - I_1) = 72\,000\,(9{,}55 - 6{,}3) = 234\,000\ \text{ккал/ч}.$$

2. Объем воды, протекающей через воздухоохладитель:

$$W = \frac{Q}{t_{\text{в.к}} - t_{\text{в.н}}} = \frac{234\,000}{(7{,}4 - 5)\,1000} = 97{,}5\ \text{м}^3/\text{ч}.$$

3. Скорость движения воды в трубках воздухоохладителей

$$w = \frac{W}{3600 f_{ж}^{т}} = \frac{97,5}{3600 \cdot 0,02236} = 1,21 \text{ м/с}.$$

4. Массовая скорость прохода воздуха через воздухоохладитель

$$v\rho = \frac{G}{3600 f_{ж}^{в}} = \frac{72\,000}{3600 \cdot 2,88} = 6,94 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}.$$

5. Среднелогарифмическая разность температур воздуха и воды

$$\Delta t_{ср.л} = \frac{(t_{c_1} - t_{в.к}) - (t_{c_2} - t_{в.н})}{2,303 \lg \frac{t_{c_1} - t_{в.к}}{t_{c_2} - t_{в.н}}} =$$

$$= \frac{(23 - 7,4) - (11 - 5)}{2,303 \lg \frac{23 - 7,4}{11 - 5}} = 10^\circ \text{C}.$$

При фактической обвязке теплообменников будет наблюдаться перекрестный ток воздуха и воды, поэтому к среднелогарифмической разности температур вводится множитель, определяемый по графику (см. рис. IV.29):

$$M_2 = \frac{t_{c_1} - t_{c_2}}{t_{c_1} - t_{в.к}} = \frac{23 - 11}{23 - 7,4} = 0,77;$$

$$R_2 = \frac{t_{в.к} - t_{в.н}}{t_{c_1} - t_{c_2}} = \frac{7,4 - 5}{23 - 11} = 0,2;$$

$$P = 0,9;$$

$$\Delta t_{ср.л} = 10 \cdot 0,9 = 9^\circ \text{C}.$$

Фактический коэффициент полной теплопередачи

$$K_{ф.п} = \frac{Q}{F_ф \cdot \Delta t_{ср.л}} = \frac{234\,000}{874,3 \cdot 9} = 29,7 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Температурный критерий

$$\overline{T}_0 = \frac{t_{c_1} - t_{м_1}}{t_{c_1} - t_{в.н.}} = \frac{23 - 14,1}{23 - 5} = 0,4944.$$

Расчетный коэффициент теплопередачи определяем по формуле (табл. IV.11) для восьми рядов труб:

$$K_т = 12,8 (v\rho)^{0,35} w^{0,25} \overline{T}_0^{0,38} = 12,8 \cdot 6,94^{0,35} \cdot 1,21^{0,25} \cdot 0,4944^{0,38} =$$

$$= 34,6 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Расхождение между $K_т$ и $K_{ф.п.}$ составляет 14,2%, что допустимо.

Поправочный коэффициент

$$C = \frac{K_{ф.п.}}{K_т} = \frac{29,7}{34,6} = 0,858.$$

6. Производим пересчет на расчетный режим работы при проектных параметрах воздуха.

I Вариант. Расчетная холодопроизводительность

$$Q_{пр} = G\left(I_2' - I_1'\right) = 72\,000\,(12,9 - 8,2) = 338\,400 \text{ ккал/ч}.$$

Перепад температур между $t_{в.к.}$ и $t_{в.н.}$ при полученном по данным испытаний расходе воды составит:

$$\Delta t = \frac{Q_{пр}}{W} = \frac{338\,400}{97,5 \cdot 1000} = 3,5^\circ \text{C}.$$

Конечная температура воды

$$t_{в.к.} = t_{в.н.} + \Delta t = 5 + 3,5 = 8,5^\circ \text{C}.$$

Дальнейший порядок расчета соответствует вышеприведенному

$$\overline{T}_0 = \frac{30 - 18,9}{30 - 5} = 0,444;$$

$$\Delta t'_{ср.л.} = \frac{(30 - 8,5) - (13 - 5)}{2,303 \lg \frac{30 - 8,5}{13 - 5}} = 13,66^\circ \text{C};$$

$$R_2 = \frac{8,5 - 5}{30 - 13} = 0,21;$$

$$M_2 = \frac{30 - 13}{30 - 8,5} = 0,79;$$

$$P = 0,85;$$

$$\Delta t'_{ср.л.} = 13,66 \cdot 0,85 = 11,6^\circ \text{C};$$

$$K'_т = 12,8 \cdot 6,94^{0,35} \cdot 1,21^{0,25} \cdot 0,444^{-0,38} = 36 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C)};$$

$$K'_{ф.п.} = 36 \cdot 0,858 = 30,9 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Холодопроизводительность установленного воздухоохладителя в расчетном режиме

$$Q' = K'_{ф.п.} F_ф \Delta t'_{ср.л} = 30,9 \cdot 874,3 \cdot 11,6 = 313\,400 < 338\,400 \text{ ккал/ч}.$$

Увеличиваем холодопроизводительность воздухоохладителя снижением начальной температуры воды. Принимаем начальную температуру воды на 1° С ниже заданной и повторяем расчет:

$$t_{в.н.} = 5 - 1 = 4^\circ \text{C};$$

$$t_{в.к.} = t_{в.н.} + \Delta t = 4 + 3,5 = 7,5^\circ \text{C};$$

$$\overline{T}_0 = \frac{30 - 18,9}{30 - 4} = 0,4269;$$

$$\Delta t'^{тр}_{ср.л.} = \frac{(30 - 7,5)\,(13 - 4)}{2,303 \lg \frac{30 - 7,5}{13,5 - 4,5}} = 14,73^\circ \text{C};$$

$$R_2 = \frac{7,5 - 4}{30 - 13} = 0,21;$$

$$M_2 = \frac{30 - 13}{30 - 7{,}5} = 0{,}76;$$

$$P = 0{,}91;$$

$$\Delta t^{тр}_{ср.л.} = 14{,}73 \cdot 0{,}91 = 13{,}4\ ^\circ C;$$

$$K^{тр}_{т} = 12{,}8 \cdot 6{,}94^{0{,}35} \cdot 1{,}21^{0{,}25} \cdot 0{,}4269^{-0{,}38} = 36{,}5\ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot ^\circ C);$$

$$K^{тр}_{ф.п.} = 36{,}5 \cdot 0{,}858 = 31{,}3\ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot ^\circ C);$$

$$Q = 31{,}3 \cdot 874{,}3 \cdot 13{,}4 = 366\,700 > 338\,400\ ккал/ч.$$

Таким образом, снижение начальной температуры воды до 4° С при перепаде 3,5° С позволит увеличить холодопроизводительность воздухоохладителя на требуемую величину.

II вариант. Расчетная холодопроизводительность

$$Q_{пр} = G\left(I'_2 - I'_1\right) = 72\,000\,(12{,}9 - 9{,}4) = 252\,000\ ккал/ч.$$

Перепад температур $t_{в.к.}$ и $t_{в.н.}$ при полученном по данным испытаний расходе воды:

$$\Delta t = \frac{252\,000}{97{,}5 \cdot 1000} = 2{,}6\ ^\circ C;$$

$$t_{в.к.} = t_{в.н.} + \Delta t = 5 + 2{,}6 = 7{,}6\ ^\circ C;$$

$$\overline{T}_0 = \frac{28 - 18}{28 - 5} = 0{,}5217;$$

$$\Delta t'_{ср.л.} = \frac{(28 - 7{,}6) - (15 - 5)}{2{,}303 \lg \dfrac{28 - 7{,}6}{15 - 5}} = 14{,}59\ ^\circ C;$$

$$R_2 = \frac{7{,}6 - 5}{28 - 15} = 0{,}2;$$

$$M_2 = \frac{28 - 15}{28 - 7{,}6} = 0{,}64;$$

$$\Delta t'_{ср.л.} = 14{,}59 \cdot 0{,}97 = 14{,}2\ ^\circ C;$$

$$K'_{т} = 12{,}8 \cdot 6{,}94^{0{,}35} \cdot 1{,}21^{0{,}25} \cdot 0{,}5217^{-0{,}38} = 33{,}9\ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot ^\circ C);$$

$$K'_{ф.п.} = 33{,}9 \cdot 0{,}858 = 29{,}1\ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot ^\circ C);$$

$$Q' = 29{,}1 \cdot 874{,}3 \cdot 14{,}2 = 361\,300 > 252\,000\ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot ^\circ C).$$

а) Уменьшаем холодопроизводительность воздухоохладителя повышением начальной температуры воды.

Определяем требуемую среднелогарифмическую разность температур воды и воздуха

$$\Delta t^{тр}_{ср.л.} = \frac{1{,}15 Q_{пр}}{F_ф K'_{ф.п}} = \frac{1{,}15 \cdot 252\,000}{874{,}3 \cdot 29{,}1} = 11{,}4\ ^\circ C.$$

Принимаем начальную температуру воды на 2° С выше заданной:

$$t_{в.н.} = 5 + 2 = 7\ ^\circ C;$$

$$t_{в.к.} = 7 + 2{,}6 = 9{,}6\ ^\circ C; \quad R_2 = 0{,}2;$$

$$M_2 = \frac{28 - 15}{28 - 9{,}6} = 0{,}71; \quad P = 0{,}94;$$

$$\Delta t^{тр}_{ср.л.} = \frac{(28 - 9{,}6) - (15 - 7)}{2{,}303 \lg \dfrac{28 - 9{,}6}{15 - 7}} \cdot 0{,}94 = 11{,}74 > 11{,}4\ ^\circ C,$$

так как $\Delta t^{тр}_{ср.л.} \neq \Delta t^{тр}_{ср.л.}$, принимаем начальную температуру воды на 2,3° С выше заданной и повторяем расчет:

$$t_{в.н.} = 5 + 2{,}3 = 7{,}3\ ^\circ C;$$

$$t_{в.к.} = 7{,}3 + 2{,}6 = 9{,}9^\circ C; \quad R_2 = 0{,}2;$$

$$M_2 = \frac{28 - 15}{28 - 9{,}9} = 0{,}72; \quad P = 0{,}94;$$

$$\Delta t^{тр}_{ср.л.} = \frac{(28 - 9{,}9) - (15 - 7{,}3)}{2{,}303 \lg \dfrac{28 - 9{,}9}{15 - 7{,}3}} - 0{,}94 = 11{,}4\ ^\circ C = \Delta t^{тр}_{ср.л.};$$

$$\overline{T}_0 = \frac{28 - 18}{28 - 7{,}3} = 0{,}483;$$

$$K^{тр}_{т} = 12{,}8 \cdot 6{,}94^{0{,}35} \cdot 1{,}21^{0{,}25} \cdot 0{,}483^{-0{,}38} = 34{,}9\ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot ^\circ C);$$

$$K^{тр}_{ф.п.} = 34{,}9 \cdot 0{,}858 = 29{,}9\ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot ^\circ C);$$

$$Q' = 29{,}9 \cdot 874{,}3 \cdot 11{,}4 = 298\,000 > 252\,000\ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot С),$$

т. е. больше на 18,3%, что допустимо.

Таким образом, повышение начальной температуры воды до 7,3° С при сохранении полученного по данным испытаний расхода воды позволит уменьшить холодопроизводительность воздухоохладителя до требуемой величины.

б) Уменьшаем теплопроизводительность воздухоохладителя снижением расхода воды.

Определяем требуемый перепад температур при коэффициенте теплопередачи, полученном при проектных параметрах воды и воздуха:

$$\Delta t^{тр}_{ср.л} = \frac{1{,}15 Q_{пр}}{F_ф \cdot K'_{ф.л}} = \frac{1{,}15 \cdot 252\,000}{874{,}3 \cdot 29{,}1} = 11{,}4\ ^\circ C.$$

Принимаем конечную температуру воды равной 10° С:

$$\Delta t^{тр}_{ср.л.} = \frac{(28 - 10) - (15 - 5)}{2{,}303 \lg \dfrac{28 - 10}{15 - 5}} = 13{,}62\ ^\circ C;$$

$$R_2 = \frac{10 - 5}{28 - 15} = 0{,}38; \quad M_2 = \frac{28 - 15}{28 - 10} = 0{,}72;$$

$$P = 0{,}85; \quad \Delta t^{тр}_{ср.л.} = 13{,}62 \cdot 0{,}85 = 11{,}57 > 11{,}4\ ^\circ C.$$

Принимаем конечную температуру воды равной 10,1° С и повторяем расчет:

$$\Delta t^{тр}_{ср.л.} = \frac{(28-10{,}1)-(15-5)}{2{,}303\lg\frac{28-10{,}1}{15-5}} = 13{,}56\ °C;$$

$$R_2 = \frac{10{,}1-5}{28-15} = 0{,}39; \quad M_2 = \frac{28-15}{28-10{,}1} = 0{,}73;$$

$$P = 0{,}84;$$

$$\Delta t^{тр}_{ср.л.} = 13{,}56 \cdot 0{,}84 = 11{,}4\ °C;$$

$$W = \frac{252\,000}{(10{,}1-5)\,1000} = 49{,}4\ м^3/ч;$$

$$w = \frac{49{,}4}{3600 \cdot 0{,}02236} = 0{,}61\ м/с;$$

$$K^{тр}_т = 12{,}8 \cdot 6{,}94^{0{,}35} \cdot 0{,}61^{0{,}25} \cdot 0{,}5217^{-0{,}3} = 29{,}53\ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot °C);$$

$$K_{ф.п.} = 29{,}53 \cdot 0{,}858 = 25{,}3\ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot °C);$$

$$Q' = 25{,}3 \cdot 874{,}3 \cdot 11{,}4 \approx 252\,000\ ккал/ч.$$

Таким образом, снижение расхода воды до 49,4 м³/ч при сохранении начальной температуры хладоносителя позволит уменьшить холодопроизводительность воздухоохладителя в расчетном режиме до необходимой величины.

Поверхностные воздухоохладители кондиционеров КВ-11, КВ-12 и КВ-13

Поверхностные воздухоохладители комплектуются теми же теплообменниками, что и секции подогрева. В качестве хладоносителя используется охлажденная вода с температурой не ниже 2° С. Обвязка теплообменников осуществляется последовательно или смешанно по противоточной схеме. Методика проведения испытаний воздухоохладителей аналогична методике испытаний секций КТ.

По результатам испытаний определяется фактический коэффициент теплопередачи воздухоохладителя и сравнивается с его теоретическим значением. Фактический коэффициент теплопередачи определяется из уравнения

$$K_ф = Q_ф / F_ф\, \Delta t_{ср.л.}, \qquad (IV.50)$$

где $Q_ф$ — количество теплоты, отданной воздухом по результатам испытания; $\Delta t_{ср.л.}$ — среднелогарифмическая разность температур, определяемая по номограмме (рис. IV.31) с учетом обвязки теплообменников.

Значение теоретического коэффициента теплопередачи находится по номограмме (рис. IV.30, цифрами *1*, *2*, *3* показан ход решения) с учетом средней температуры воды, определяемой по формуле

$$t_{ср} = (t_{в.н} + t_{в.к})/2, \qquad (IV.51)$$

скорости движения воды в трубках теплообменника w, определенной по номограмме, и скорости прохода воздуха в габаритном сечении воздухоохладителя.

Полученный фактический коэффициент теплопередачи сравнивается с каталожным:

$$c = K_ф / K_т. \qquad (IV.52)$$

Если расхождение коэффициентов теплопередачи превышает 20%, следует определить и устранить причину. Для определения холодопроизводительности воздухоохладителя при расчетных началь-

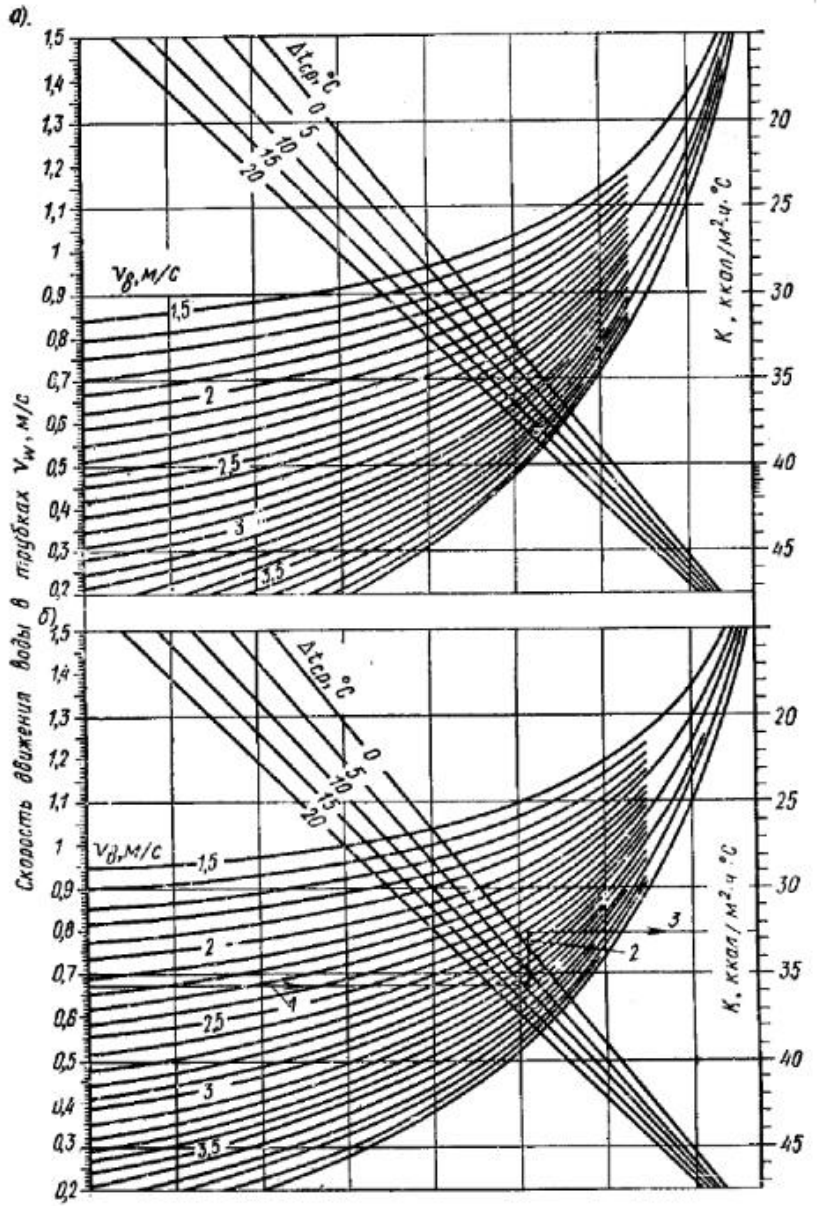


Рис. IV.30. Номограмма для определения коэффициента теплопередачи поверхностного воздухоохладителя

а — 1—3-го ряда труб; *б* — 4-го и более рядов труб

ных параметрах воздуха производится расчет с учетом полученного коэффициента c, а именно:

1. Определяется расход холода, ккал/м:

$$Q_{\text{пр}} = G\,(I_{\text{нач}} - I_{\text{кон}}). \qquad \text{(IV.53)}$$

2. Находится конечная температура воды:

$$t_{\text{в.к}} = \frac{Q_{\text{пр}}}{W} + t_{\text{в.н.}}, \qquad \text{(IV.54)}$$

где W — количество воды, поступающей в воздухоохладитель, кг/ч (по данным испытания).

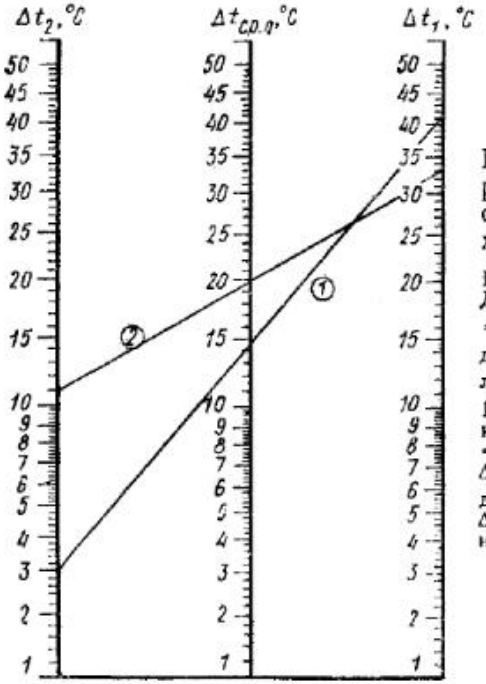


Рис. IV.31. Номограмма для определения средней логарифмической разности температур воздуха и воды

Пример пользования номограммой. Дано: температура воздуха $t_{\text{нач}}$ = =45° С; $t_{\text{кон}}$ =15° С; температура воды: $t_{\text{нач}}$ =4° С; $t_{\text{кон}}$ =12° С. Определить $\Delta t_{\text{ср.л}}$: 1. При попутном движении воздуха и воды находим: Δt_1=45—4=41° С; Δt_2= =15—12=3° С, по номограмме находим $\Delta t_{\text{ср.л}}$ =14,5° С. 2. При противоточном движении воздуха и воды находим Δt_1=54—12=33° С; Δt_2=15—4=11° С, по номограмме находим $\Delta t_{\text{ср.л}}$=19,8° С

3. По номограмме (рис. IV.30) находится теоретический коэффициент теплопередачи $K_{\text{т}}$.

4. Находится фактический коэффициент теплопередачи $K_{\text{ф}} = K_{\text{т}}C$.

5. По номограмме (рис. IV.31) определяется среднелогарифмическая разность температур между воздухом и водой $\Delta t_{\text{ср.л}}$.

6. По номограмме (рис. IV.32) находится требуемое число рядов труб по ходу воздуха и сравнивается с фактическим установленным числом рядов труб.

В том случае, если фактическая площадь поверхности охлаждения теплообменников превышает требуемую более чем на 20%, следует уменьшить количество воды или повысить ее начальную температуру. Если воздухоохладитель имеет недостаточную площадь поверхности, разрабатываются рекомендации по аналогии с воздухоохладителями КТ.

Пример IV.10. Произведены испытания восьмирядного поверхностного воздухоохладителя кондиционера КВ-13, состоящего из четырех секций и имеющего следующие технические характеристики.

Теплообменная площадь поверхности секции F=89,6 м². Площадь сечения для прохода воздуха $f^{\text{в}}$=3,2 м². Расход воздуха через воздухоохладитель G=

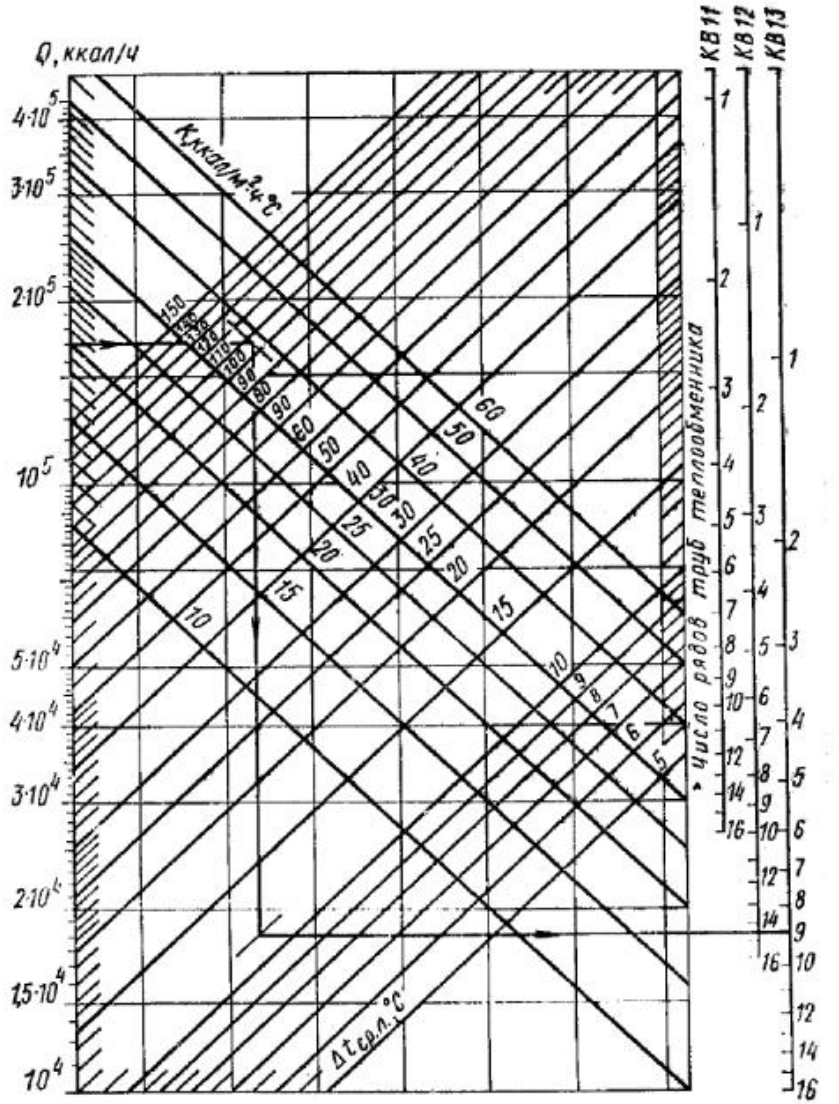


Рис. IV.32. Номограмма для подбора воздухоохладителей

=46 000 кг/ч. Параметры воздуха в период испытаний: t_1=20° С; I_1=7,5 ккал/кг; t_2=12° С; I_2=5,7 ккал/кг. Температура воды в период испытаний: $t_{\text{в.н}}$=7° С; $t_{\text{в.к}}$=9° С.

Расчетные параметры воздуха: t'_1=31° С; I'_1=11,8 ккал/кг; t'_2=19° С; I'_2= =8,6 ккал/кг. Расчетная начальная температура воды $t'_{\text{в.н}}$=7° С.

Определить холодопроизводительность воздухоохладителя в расчетном режиме.

Решение. Количество теплоты, отданное воздухоохладителем в период испытаний:

$$Q_{\Phi} = G(I_1 - I_2) = 46\,000\,(7{,}5 - 5{,}7) = 82\,800 \text{ ккал/ч}.$$

Среднелогарифмическая разность температур определяется по номограмме (см. рис. IV.31) $\Delta t_{ср.л} = 7{,}6°$ С.

Фактический коэффициент теплопередачи

$$K_{\Phi} = \frac{Q_{\Phi}}{nF\Delta t_{ср.л.}} = \frac{82\,800}{4 \cdot 89{,}6 \cdot 7{,}6} = 30{,}4 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot °\text{C)}.$$

Для определения расчетного коэффициента теплопередачи вычисляются:

а) средняя температура воды

$$t_{ср} = \frac{t_{в.н} + t_{в.к}}{2} = \frac{7 + 9}{2} = 8 °\text{C};$$

б) количество воздуха, проходящего через воздухоохладитель:

$$L = \frac{G}{\rho} = \frac{46\,000}{1{,}165} = 39\,480 \text{ м}^3/\text{ч};$$

в) количество воды, проходящей через воздухоохладитель:

$$W = \frac{Q}{(t_{в.к} - t_{в.н})\,1000} = \frac{82\,800}{(9 - 7)\,1000} = 41{,}4 \text{ м}^3/\text{ч};$$

г) скорость движения воды в трубках теплообменника находится по номограмме (рис. IV.33) $w = 0{,}75$ м/с;

д) скорость прохода воздуха в габаритном сечении воздухоохладителя

$$v = \frac{L}{3600 f^{в}_{ж}} = \frac{39\,480}{3600 \cdot 3{,}2} = 3{,}43 \text{ м/с}.$$

Теоретический коэффициент теплопередачи находят по номограмме (см. рис. IV.30) $K_т = 37{,}3$ ккал/(м²·ч·°С).

Разница между фактическим и теоретическим коэффициентами теплопередачи составляет 18,5%, что меньше 20%.

Поправочный коэффициент

$$c = \frac{K_{\Phi}}{K_т} = \frac{30{,}4}{37{,}3} = 0{,}815.$$

Количество теплоты, отданное воздухом в расчетном режиме:

$$Q_{пр} = G\left(I'_1 - I'_2\right) = 46\,000\,(11{,}8 - 8{,}6) = 147\,200 \text{ ккал/ч}.$$

Конечная температура воды

$$t'_{в.к} = \frac{Q_{пр}}{W} + t'_{в.н} = \frac{147\,200}{41{,}4 \cdot 1000} + 7 = 10{,}6 °\text{C}.$$

Средняя температура воды

$$t'_{ср} = \frac{t'_{в.н} + t'_{в.к}}{2} = \frac{7 + 10{,}6}{2} = 8{,}8 °\text{C}.$$

Расчетный коэффициент теплопередачи находим по номограмме (IV.30) $K'_т = 37{,}5$ ккал/(м²·ч·°С).

Фактический коэффициент теплопередачи в расчетном режиме

$$K_{\Phi} = K'_т c = 37{,}5 \cdot 0{,}815 = 30{,}6 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot °\text{C)},$$

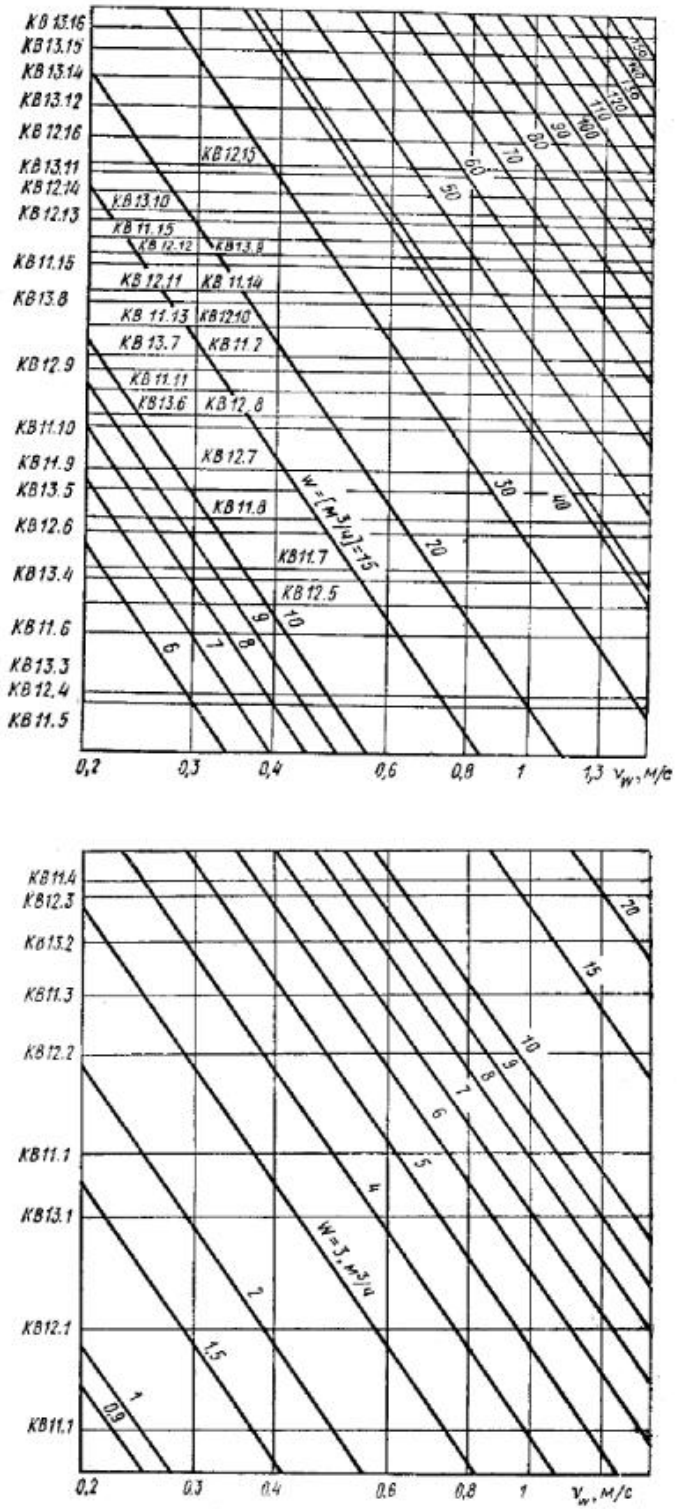


Рис. IV.33. Номограмма для определения скорости воды в трубках

Средняя логарифмическая разность температур при расчетных параметрах воды и воздуха определяется по номограмме (рис. IV.31). $\Delta t'_{ср.л} = 16°$ С. Требуемое число рядов труб по ходу воздуха определяется по номограмме (см. рис. IV.31): $n_{тр} = 6{,}8 < 8$ рядов.

Таким образом, фактическая площадь поверхности охлаждения теплообменников превышает требуемую на 15%, что является допустимым.

Камеры орошения

Одним из основных элементов кондиционера является оросительная камера, в которой возможно выполнить следующие процессы обработки воздуха: охлаждение и осушение; охлаждение при постоянном влагосодержании; одновременное охлаждение и увлажнение;

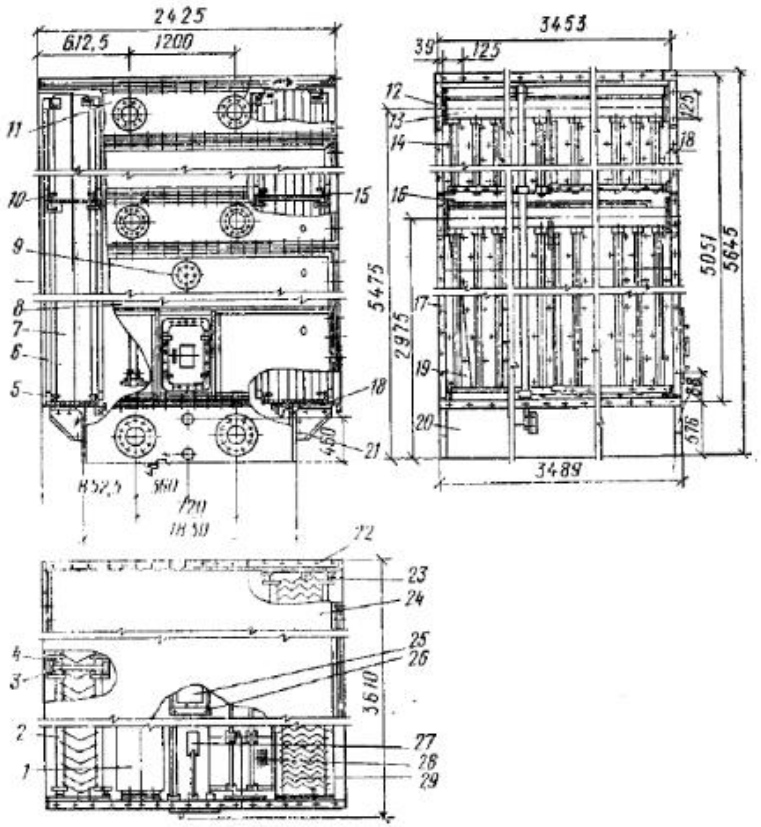


Рис. IV.34. Оросительная камера КТ-160

1 — перелив; *2* — гребенка в сборе; *3* — скоба; *4* — накладка; *5* — поддон воздухораспределителя нижний; *6* — стойка; *7* — пластина воздухораспределителя; *8* — стенка передняя; *9* — светильник; *10* — поддон воздухораспределителя верхний; *11* — стенка коллектора передняя; *12* — стенка коллектора задняя; *13* — коллектор; *14* — форсунка; *15* — поддон каплеуловителя верхний; *16* — трап; *17* — стенка; *18* — поддон каплеуловителя нижний; *19* — лестница; *20* — бак; *21* — раскос; *22* — отбойник; *23* — втулка распорная; *24* — потолок; *25* — решетка ходовая; *26* — подставка; *27* — шаровой клапан; *28* — фильтр; *29* — пластина каплеуловителя

адиабатическое охлаждение и увлажнение, одновременный подогрев и увлажнение. Тепловлажностная обработка в оросительной камере осуществляется путем контактной его обработки водой, разбрызгиваемой специальными форсунками.

На рис. IV.34 представлена оросительная камера кондиционера КТ-160. В верхней части камеры установлено четыре коллектора, служащих для подвода воды к стоякам. Стояки верхней частью вставляются в муфту *1* коллектора (рис. IV.35), а нижняя часть закрепляется упорным болтом *5* и глушится пробкой *6*. Стояки устанавливаются так, чтобы водяной факел в первом ряду был направлен по ходу воздуха, а во втором — навстречу потоку воздуха.

Стояки имеют отверстия *2*, в которые с помощью уплотнительных резиновых втулок *3* вставляются тангенциальные форсунки *4*. Стояки обеспечивают плотность расположения форсунок 18

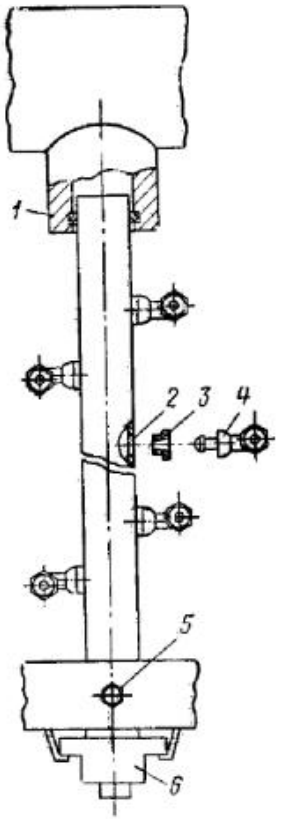


Рис. IV.35. Установка стояков в оросительной камере

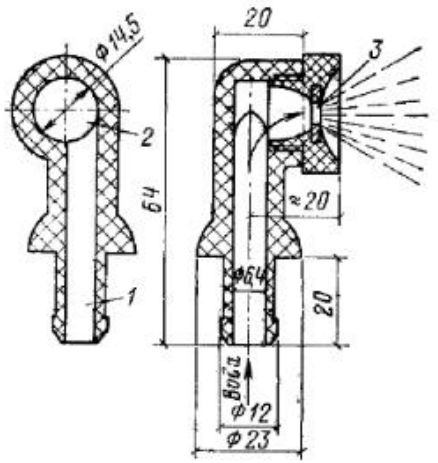


Рис. IV.36. Тангенциальная форсунка

или 24 шт. на 1 м² поперечного сечения орошаемого пространства для каждого ряда стояков камеры. С помощью форсунок вода распыляется на достаточно мелкие капли, в результате чего создается развитая площадь контактной поверхности.

Тангенциальная форсунка работает следующим образом. К вихревой камере (рис. IV.36) вода подводится по цилиндрическому каналу *1*. Ось канала смещена относительно центра вихревой камеры *2*, что обеспечивает создание вращательного движения воды в камере перед выбросом ее через выходное отверстие. Выходя из отвер-

стия *3* струя воды распадается за счет действия центробежных сил на мелкие капли.

Степень раздробления струи зависит от диаметра выходного отверстия и давления воды. Чем больше давление воды и меньше выходное отверстие форсунки, тем мельче распыляется вода. Типовые камеры орошения комплектуются тангенциальными форсунками диаметром выходного отверстия 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5 мм. В зависимости от конкретных требований к процессам обработки воздуха выбирается диаметр выходного отверстия форсунки и давление воды. Если оросительная камера предназначена для круглогодичной обработки воздуха: в холодный период адиабатическое увлажнение, в теплый — охлаждение воздуха — применяются форсунки с диаметром выходного отверстия 4—5,5 мм для осуществления грубого распыления. Это объясняется тем, что при применении форсунок с меньшим диаметром выходного отверстия создается мелкодисперсный распыл воды, мелкие капли начинают испаряться в воздухе, что значительно понижает осушающий эффект камеры. Когда камера орошения круглогодично используется для адиабатического увлажнения воздуха, применяются форсунки с малым диаметром выходного отверстия (3,5 мм) для создания мелкодисперсного распыла и интенсивного испарения воды в воздухе.

Давление воды перед форсунками принимается не менее 0,8 кгс/см², так как при меньшем давлении не достигается достаточного раскрытия факела воды и может не обеспечиваться перекрытия факелом всего сечения оросительного пространства камеры.

Перед производством теплотехнических испытаний оросительной камеры проверяют соответствие установленного оборудования проекту, схему обвязки трубопроводами, а также механическую наладку отдельных элементов камеры.

Перед началом испытаний камеры орошения необходимо: очистить поддон от грязи и промыть его; снять и очистить форсунки, промыть стояки и трубопроводы; промыть водяные фильтры; измерить диаметр выходного отверстия форсунок; определить количество форсунок и плотность их расположения; проверить наличие и плотность установки пробок в стояках (рис. IV.35); развернуть стояки таким образом, чтобы водяной факел в первом ряду был направлен по ходу воздуха, а во втором — навстречу потоку воздуха.

Далее проверяют правильность установки пластин воздухораспределителя и каплеуловителя. Расстояние между пластинами воздухораспределителя, устанавливаемого на входе воздуха в оросительную камеру, должно быть 75 мм, а между пластинами каплеуловителя, устанавливаемого на выходе воздуха из оросительной камеры, —30 мм. После этого устанавливают форсунки, ячейки водяных фильтров и заполняют поддон водой. Уровень воды в поддоне должен быть 460 мм. Затем проверяют работу шарового клапана и регулируют его. С помощью уровня определяют уклон и диаметр переливного трубопровода и сверяют с проектом. Проверяют, находится ли под заливом насос оросительной камеры. Схему обвязки камеры орошения сверяют с проектом, проверяют диаметры трубопроводов, наличие контрольно-измерительных приборов.

На рис. IV.37 приведены наиболее распространенные схемы обвязки оросительных камер с установкой контрольно-измерительных приборов. Для осуществления перетока воды находится перемычка *10* между поддонами в двухступенчатых оросительных камерах, площадь сечения которой должна быть равна площади сечения переливного трубопровода. Затем проверяют соответствие насоса и его электродвигателя проекту.

По стрелке на корпусе обратного клапана определяют правильность его установки. Вскрывают крышку, проверяют легкость вращения и плотность прилегания к седлу запорного элемента обратного клапана. Далее включают насос оросительной камеры, проверяют работу форсунок и каплеуловителей. Вынос воды из каплеуловителей может быть результатом превышения скорости прохода воздуха в сечении камеры орошения (более 3 м/с) или засорения поддонов каплеуловителей. Если вынос воды происходит по стенкам камеры, уменьшают зазор между крайней пластиной каплеуловителей и отбойником.

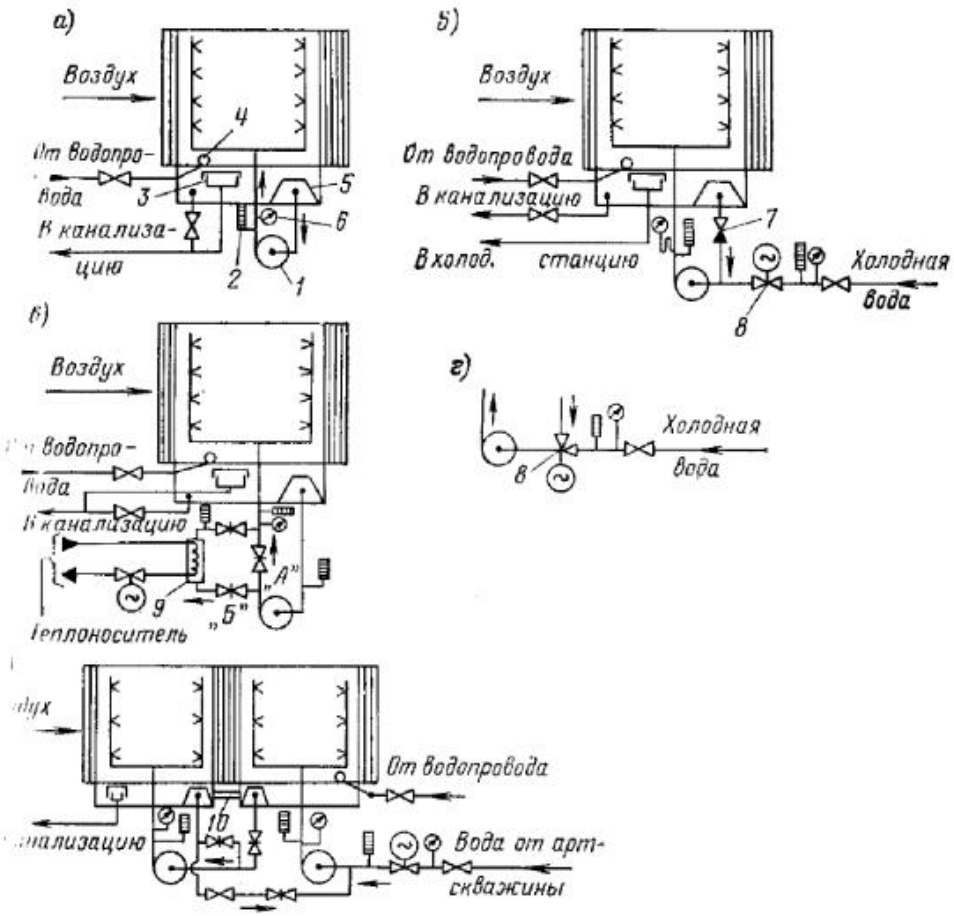


Рис. IV.37. Принципиальные схемы обвязки камер орошения трубопроводами

а — камера работает в адиабатическом режиме; *б* — камера работает в политропическом режиме; *в* — камера работает в режиме нагрева воздуха; *г* — камера с трехходовым регулирующим клапаном; *д* — двухступенчатая камера орошения; *1* — насос; *2* — термометр; *3* — перелив; *4* — шаровой клапан; *5* — фильтр; *6* — манометр; *7* — обратный клапан (поворотный); *8* — регулирующий клапан; *9* — бойлер; *10* — перемычка

При открытых регулирующих клапанах *8*, *9* (рис. IV.37, *б*, *г*) на проход холодной воды и работающем насосе проверяют работу переливного устройства. Если переливное устройство не справляется с удалением подаваемой насосом воды, постепенно прекрывается задвижка на трубопроводе холодной воды до обеспечения нормальной работы системы. После испытания оросительной камеры на подающем трубопроводе устанавливают диафрагму, а задвижку полностью открывают.

Теплотехническое испытание и наладка оросительной камеры производятся для достижения проектных параметров воздуха на выходе из камеры при расчетных параметрах наружного воздуха.

Камера орошения, работающая в адиабатическом режиме круглогодично

Теплотехнические испытания и наладка производятся в любом сезонном режиме при параметрах воздуха на входе в камеру орошения, близких к расчетным. В холодный и переходный периоды года температура воздуха перед оросительной камерой имитируется с помощью калорифера первого подогрева или первой рециркуляцией. В теплый период года испытания проводятся при температуре наружного воздуха, близкой к расчетной, при наличии технических возможностей допускается имитация. Испытания выполняются в установившемся режиме работы кондиционера через 40—50 мин после включения его в работу. В период испытания камеры орошения определяются следующие величины:

масса воздуха, проходящего через камеру (G, кг/ч), по измерению в контрольной точке сети;

температура и относительная влажность воздуха, поступающего в оросительную камеру; если кондиционер прямоточный, температура и относительная влажность воздуха измеряются непосредственно в проеме приемного клапана.

При отсутствии возможности имитации и при наличии первой рециркуляции методика определения параметров смеси аналогична методике, изложенной для секции первого подогрева.

Температуру и относительную влажность воздуха за оросительной камерой измеряют в секции обслуживания. В расчете используется среднее арифметическое значение температуры и относительной влажности. Температуру воды замеряют в поддоне и давление воды — перед форсунками.

Аэродинамическое сопротивление определяют путем измерения статического давления в секциях обслуживания до и после оросительной камеры. Испытания проводят 2 раза с интервалом не менее 30 мин. Коэффициент эффективности теплообмена рассчитывают по результатам каждого испытания. Если расхождения коэффициентов эффективности теплообмена превышают 20%, испытания повторяют. Полученные результаты испытания заносят в таблицу (прил. 19), после чего строится I—d-диаграмма процесса обработки воздуха (рис. IV.38). Коэффициент эффективности теплообмена определяется в следующей последовательности:

1. Находят расход воды через одну форсунку по графикам (рис. IV.39).

2. Определяют коэффициент орошения (B) по формуле

$$B = nq/G, \qquad \text{(IV.55)}$$

где n — число форсунок, шт.; q — производительность одной форсунки, кг/ч.

3. Определяют массовую скорость прохода воздуха через оросительную камеру $v\rho$, кг/м²:

$$v\rho = \frac{G}{F \cdot 3600}, \qquad \text{(IV.56)}$$

где F — площадь поперечного сечения оросительной камеры, м².

4. Вычисляют фактический коэффициент эффективности теплообмена

$$E'_{\text{ф}} = 1 - \frac{t_{c_2} - t_{м_2}}{t_{c_1} - t_{м_1}}, \qquad \text{(IV.57)}$$

где t_{c_1}; $t_{м_1}$ — начальная температура воздуха по сухому и мокрому термометрам, °С; t_{c_2} — конечная температура воздуха по сухому термометру, °С.

5. По найденному коэффициенту орошения с помощью табл. IV.12 определяют каталожный коэффициент эффективности теплообмена и сравнивают с фактическим. Если расхождение фактического и каталожного коэффициентов превышает 10%, выявляют и устраняют причины расхождения. Причиной неудовлетворительной работы камеры могут быть: засорение форсунок, неплотности в соединениях стояков, отсутствие пробок в нижней части стояков и др.

Поправочный множитель к данным табл. IV.12:

Значения $v\rho$, кг/м²·с	2	2,2	2,4	2,6	2,8
Поправочный множитель c . . .	0,925	0,93	0,94	0,95	0,955

В том случае, если испытания камеры орошения производились при начальных параметрах воздуха, отличных от проектных, вычисляются конечные параметры воздуха при расчетных значениях температуры и относительной влажности наружного воздуха.

Расчет выполняется с использованием фактического коэффициента эффективности теплообмена $E'_{\text{ф}}$. Конечная температура воздуха определяется по сухому термометру по формуле

$$t'_{c_2} = t'_{c_1} - E'_{\text{ф}}\left(t'_{c_1} - t'_{м_1}\right), \qquad \text{(IV.58)}$$

где t'_{c_2}, t'_{c_1}, $t'_{м_1}$ — соответственно проектные температуры воздуха на входе и выходе из оросительной камеры по сухому и мокрому термометрам.

На I—d-диаграмме строится процесс обработки воздуха при расчетных параметрах и определяются конечные параметры воздуха. Если при фактическом коэффициенте эффективности теплообмена конечные температуры и относительная влажность воздуха выше проектных, разрабатываются рекомендации по увеличению коэффициента орошения либо по замене форсунок на форсунки с меньшим диаметром выходного отверстия.

Пример IV.11. Произведены теплотехнические испытания оросительной камеры кондиционера КТ-60 с плотностью расположения капроновых форсунок 24 шт./(м²·ряд). Число форсунок 312. Сечение оросительной камеры 6,82 м². Диаметр выходного отверстия форсунок 3,5 мм. Давление воды перед форсунками 1,5 ати. Количество воздуха, проходящего через камеру орошения, 75 000 кг/ч. Параметры воздуха при испытаниях: на входе в оросительную камеру t_{c_1} =20° С, $t_{м_1}$ =11,3° С, I_1=7,7 ккал/кг; на выходе из оросительной камеры t_{c_2} =12,5° С, I_2=7,7 ккал/кг,

Таблица IV.12. **Коэффициенты эффективности теплообмена для двух- трехрядных типовых форсуночных камер при $\omega\rho$ 3 кг/(м²·с) и 18—24 шт./(м²·ряд)**

Процессы обработки воздуха	Диаметр выпускного отверстия форсунки, мм	Коэффициент эффективности теплообмена	Значения E и E' при коэффициенте орошения													
			0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1 2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8 и более
Адиабатическое увлажнение	3,5	$E_A=E'$	0,71	0,76	0,8	0,82	0,86	0,89	0,91	0,935	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96
	До 5 вкл.		—	—	—	0,75	0,77	0,79	0,82	0,84	0,85	0,865	0,89	0,895	0,9	0,92
Одновременное охлаждение и осушение, охлаждение без изменения влагосодержания, одновременное охлаждение и увлажнение с понижением энтальпии	3,5	$\frac{E}{E'}$	—	—	—	0,785	0,815	0,845	0,875	0,9	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92
			—	—	—	0,79	0,825	0,86	0,89	0,92	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
	До 5 вкл.	$\frac{E}{E'}$	—	—	—	0,68	0,7	0,72	0,74	0,76	0,775	0,79	0,81	0,82	0,83	0,84
			—	—	—	0,73	0,775	0,775	0,795	0,815	0,835	0,85	0,865	0,88	0,895	0,9
Одновременное охлаждение и увлажнение с повышением энтальпии, изотермическое увлажнение, одновременный подогрев и увлажнение	3,5	$\frac{E}{E'}$	0,765	0,78	0,8	0,815	0,825	0,84	0,86	0,865	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87
			0,815	0,83	0,85	0,865	0,875	0,89	0,9	0,905	0,915	0,915	0,915	0,915	0,915	0,915
	До 5 вкл.	$\frac{E}{E'}$	—	—	—	0,8	0,82	0,83	0,84	0,85	0,85	0,85	0,86	0,87	0,875	0,88
			—	—	—	0,785	0,79	0,81	0,82	0,83	0,845	0,86	0,87	0,88	0,89	0,89
Охлаждение и осушение в двух двухрядных камерах, соединенных между собой по противоточной схеме	До 5 вкл.	$\frac{E}{E'}$	—	—	—	0,87	0,91	0,945	0,97	1,01	1,04	1,07	1,075	1,12	1,145	1,175
			—	—	—	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Примечание. 1. E — полный коэффициент эффективности теплообмена, равный $1-\frac{t_{M_2}-t_{в.к}}{t_{M_1}-t_{в.н}}$, где $t_{в.к}$; $t_{в.н}$ — конечное и начальное значения температуры воды. 2. E' — универсальный коэффициент эффективности теплообмена, равный $E'=1-\frac{t_{C_2}-t_{M_2}}{t_{C_1}-t_{M_1}}$. 3. E_A — коэффициент эффективности теплообмена адиабатических процессов, равный $E_A=\frac{t_{C_1}-t_{C_2}}{t_{C_1}-t_{M_1}}$.

Проектные параметры воздуха: на входе в оросительную камеру $t'_{c_1} = -3^\circ$ С, $I'_1 = 10{,}4$ ккал/кг, $t_{м_1} = 15{,}3^\circ$ С; на выходе из оросительной камеры $t'_{c_2} = 16{,}3^\circ$ С, $I'_2 = 10{,}4$ ккал/кг.

Обработать результаты испытания. Проверить, будут ли обеспечены проектные параметры воздуха на выходе из камеры при расчетных значениях температуры и относительной влажности наружного воздуха. При необходимости выдать рекомендации.

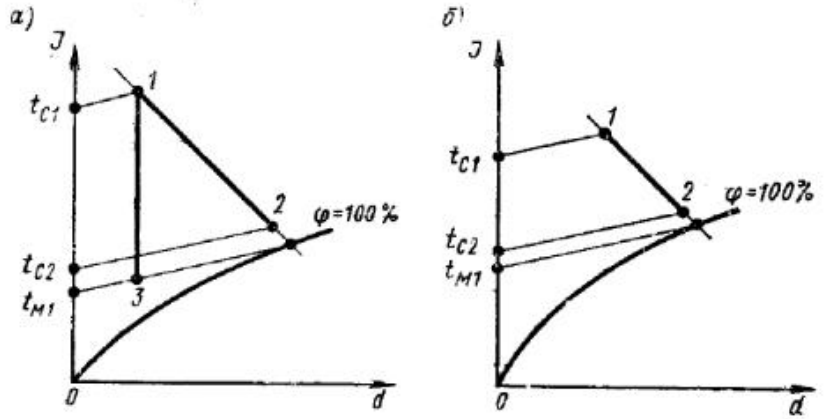


Рис. IV.38. *I—d*-диаграмма процесса обработки воздуха в оросительной камере, работающей в адиабатическом режиме

а — при работе калорифера первого подогрева; *б* — без использования калорифера; *1—2* — адиабатический процесс в оросительной камере; *3—1* — процесс подогрева воздуха в калорифере

Решение. 1. Находим по номограмме (см. рис. IV.39) расход воды через форсунку $q = 240$ кг/ч.

2. Определяем коэффициент орошения:

$$B = \frac{qn}{G} = \frac{240 \cdot 312}{75\,000} = 1.$$

3. Вычисляем фактический коэффициент теплообмена:

$$E'_ф = 1 - \frac{t_{c_2} - t_{м_1}}{t_{c_1} - t_{м_1}} = 1 - \frac{12{,}5 - 11{,}3}{20 - 11{,}3} = 0{,}86.$$

4. Определяем массовую скорость:

$$v\rho = \frac{75\,000}{6{,}82 \cdot 3600} = 3{,}05 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}.$$

5. По табл. IV.12 определяем коэффициент теплообмена $E' = 0{,}89$.

Разница фактического и табличного коэффициентов теплообмена составляет 3,4%, т. е. не превышает 10%.

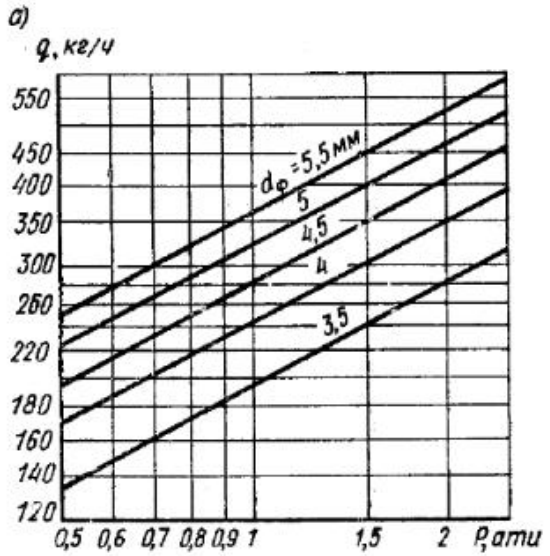
6. Определяем конечную температуру воздуха по сухому термометру при фактическом коэффициенте теплообмена и проектных параметрах воздуха:

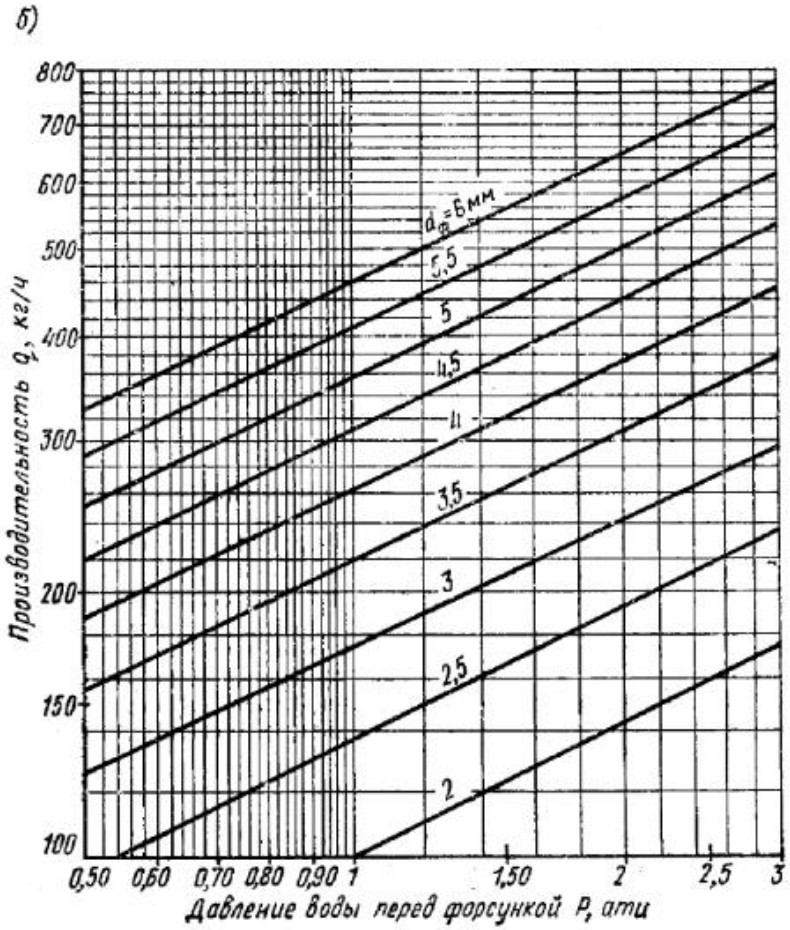
$$t'_{c_2} = t'_{c_1} - E'_ф\left(t_{c_1} - t'_{м_1}\right) = 32 - 0{,}86\,(32 - 15{,}3) = 17{,}6 > 16{,}3\,^\circ\text{C}.$$

Так как конечная температура воздуха по сухому термометру выше проектной, разрабатываем рекомендации по увеличению коэффициента орошения.

Рис. IV.39. График зависимости производительности тангенциальной форсунки от диаметра выходного отверстия и давления воды

а — для капроновой форсунки; *б* — для латунной форсунки





7. Находим коэффициент эффективности теплообмена, при котором будут достигнуты проектные параметры воздуха после оросительной камеры:

$$E_{тр} = \frac{t'_{c_1} - t'_{c_2}}{t'_{c_1} - t'_{м_1}} = \frac{32 - 16{,}3}{32 - 15{,}3} = 0{,}94.$$

8. По табл. (IV.12) определяем требуемый коэффициент орошения $B_{тр} = 1{,}22$.

Требуемый расход воды через форсунки

$$q_{тр} = \frac{B_{тр} G}{n} = \frac{1{,}22 \cdot 75\,000}{312} = 293 \text{ кг/ч}.$$

По номограмме находим, что давление перед форсунками должно быть 2,2 ати.

Для увеличения коэффициента орошения необходимо заменить установленные форсунки на форсунки с диаметром выходного отверстия 4,5 мм.

Камера орошения, работающая в режиме уменьшения энтальпии воздуха

Испытание и наладка камеры орошения производятся для достижения проектной холодопроизводительности при расчетных параметрах наружного воздуха. Испытания выполняются после гидравлической регулировки сети холодоснабжения и обеспечения проектного давления хладоносителя перед регулирующим клапаном *8* (см. рис. IV. 37, *б*).

Параметры воздуха на входе в оросительную камеру при испытании должны быть близки к проектным. Допускается имитация параметров воздуха с помощью рециркуляции воздуха, калориферов первого подогрева. Испытания выполняются в установившемся режиме работы кондиционера через 40—50 мин после включения его в работу. Испытания камеры орошения производятся 1 раз и считаются выполненными правильно, если расхождение холодопроизводительности по воздуху и воде не превышает 20%. В том случае, если расхождение превышает 20%, испытания повторяют.

Методика проведения испытания аналогична изложенной выше. Дополнительно при испытании камеры орошения, работающей в режиме уменьшения энтальпии воздуха, измеряют:

температуру хладоносителя;

давление хладоносителя при полностью открытом регулирующем клапане;

температуру воды, выходящей из форсунок (по термометру на трубопроводе после засоса);

температуру воды, стекающей по переливному трубопроводу, $t_{ст}$.

Полученные результаты испытания заносят в табл. (прил. 19), после чего строится *I—d*-диаграмма процесса обработки воздуха (рис. IV.40) и выполняют расчет в следующей последовательности:

1. Определяют холодопроизводительность камеры орошения по воздуху Q_1, ккал/ч:

$$Q_1 = G(I_1 - I_2), \qquad \text{(IV.59)}$$

где I_1 и I_2 — энтальпия воздуха до и после оросительной камеры, ккал/кг.

2. Находят расход воды в камере орошения W, кг/ч:

$$W = nq, \qquad \text{(IV.60)}$$

где n — общее число форсунок в камере; q — производительность форсунки, определяемая по номограмме, в зависимости от диаметра форсунки и давления воды перед ней, кг/ч.

3. Находят холодопроизводительность камеры орошения по воде Q_2, ккал/ч:

$$Q_2 = W(t_{ст} - t_ф). \qquad \text{(IV.61)}$$

Определяют расхождение в холодопроизводительности оросительной камеры по воздуху и воде. Расхождение не должно превышать 20%.

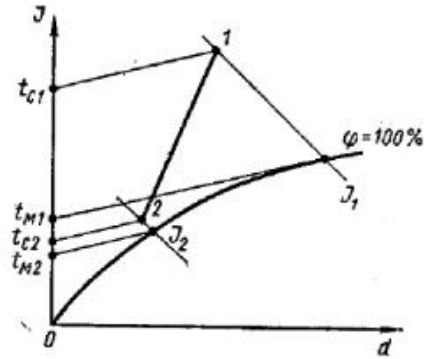


Рис. IV.40. *I—d*-диаграмма процесса обработки воздуха в оросительной камере, работающей в режиме охлаждения воздуха

4. Вычисляют фактический коэффициент орошения $B_ф$:

$$B_ф = W/G. \qquad \text{(IV.62)}$$

Определяют массовую скорость прохода воздуха через оросительную камеру по формуле IV. 56.

6. Вычисляют фактический коэффициент эффективности теплообмена

$$E'_ф = 1 - \frac{t_{c_2} - t_{м_2}}{t_{c_1} - t_{м_1}}. \qquad \text{(IV.63)}$$

7. По найденному коэффициенту орошения $B_ф$ с помощью табл. IV.12 определяют коэффициент эффективности теплообмена E' и сравнивают с фактическим.

Если испытания проводились при начальных параметрах воздуха, отличных от проектных, выполняют пересчет камеры орошения на проектные условия:

1. Определяется коэффициент эффективности теплообмена при проектных параметрах воздуха на входе и выходе из оросительной камеры:

$$E'_{пр} = 1 - \frac{t'_{c_2} - t'_{м_2}}{t'_{c_1} - t'_{м_1}}, \qquad \text{(IV.64)}$$

где t'_{c_1}, $t'_{м_1}$ и t'_{c_2}; $t'_{м_2}$ — соответственно проектная температура воздуха на входе и выходе из оросительной камеры, °С.

2. По табл. IV.12 определяется требуемый коэффициент орошения $B_{тр}$ и сравнивается с фактическим. Если фактический коэф-

фициент орошения меньше гребуемого, расход воды может быть повышен за счет увеличения диаметра выходного отверстия форсунок, либо заменой насоса.

3. По табл. IV.12 находят коэффициент эффективности полного теплообмена E.

Используя уравнение теплового баланса:

$$I_1' - I_2' = B_{тр}\left(t_{ст}' - t_{ф}'\right)$$

и формулу определения полного коэффициента эффективности, находим температуру воды, стекающей из поддона, $t_{ст}'$

$$t_{ст}' = t_{м_1}' - \frac{t_{м_1}' - t_{м_2}'}{E} - \frac{\left(I_1' - I_2'\right)(1-E)}{EB_{тр}}, \qquad (IV.65)$$

где I_1' и I_2' — соответственно проектные энтальпии воздуха на входе и выходе из оросительной камеры; $t_{ф}'$ и $t_{ст}'$ — соответственно проектная температура воды, истекающей из форсунок и стекающей по переливному трубопроводу.

4. Определяют требуемый расход хладоносителя:

$$W' = \frac{Q_{пр}}{t_{ст}' - t_{х}'}, \qquad (IV.66)$$

где $Q_{пр}$ — проектная холодопроизводительность камеры орошения, ккал/ч; $t_{х}'$ — проектное значение температуры воды, подаваемой с холодильной станции.

Если расход хладоносителя, определенный по результатам испытаний, меньше требуемого, выдаются рекомендации по замене установленного регулирующего клапана на клапан с бо́льшим диаметром условного прохода, по увеличению подачи циркуляционного насоса холодильной станции или по снижению температуры холодной воды.

Если по результатам испытаний установлено, что холодопроизводительность оросительной камеры выше расчетной, необходимо уменьшить расход холодной воды до расчетного значения.

Пример IV.12. По результатам испытания оросительной камеры кондиционера КТ-80 с плотностью расположения форсунок 18 шт/м² (общее число форсунок 312 шт.) и диаметром выходного отверстия 5 мм получены следующие данные: подача кондиционера G — 95 000 кг/ч, давление воды перед форсунками 1,75 ати, температура хладоносителя, подаваемого на форсунки, $t_{ф}$ = =8,2° С, температура стекающей воды $t_{ст}$ =9,9° С.

Площадь сечения оросительной камеры F=8,52 м².

Параметры воздуха: до оросительной камеры t_{c_1} =20° С, I_1=9,6 ккал/кг, $t_{м_1}$ =14,3° С; после оросительной камеры t_{c_2} =11° С, I_2=7,2 ккал/кг, $t_{м_2}$ =10,2° С.

Расчетные параметры воздуха: до оросительной камеры t_{c_1}' =30° С, I_1'= =13,9 ккал/кг, $t_{м_1}'$ =20° С; после оросительной камеры t_{c_2}' =13° С, I_2'= =8,2 ккал/кг, $t_{м_2}'$ =12° С.

Расчетная температура хладоносителя $t_{х}'$=6° С.

Необходимо произвести анализ результатов испытаний.

Решение. Определяем:

1. Холодопроизводительность камеры орошения по воздуху

$$Q_1 = G(I_1 - I_2) = 95\,000\,(9{,}6 - 7{,}2) = 228\,000 \text{ ккал/ч}.$$

2. Расход воды в камере орошения

$$W = nq = 312 \cdot 432 = 134\,800 \text{ кг/ч}.$$

3. Холодопроизводительность камеры орошения по воде

$$Q_2 = W\,(t_{ст} - t_{ф}) = 134\,800\,(9{,}9 - 8{,}2) = 229\,000 \text{ ккал/ч}.$$

4. Фактический коэффициент орошения $B_{ф}$

$$B_{ф} = \frac{W}{G} = \frac{134\,800}{95\,000} = 1{,}42.$$

5. Массовую скорость прохода воздуха в оросительной камере

$$v\rho = \frac{G}{F \cdot 3600} = \frac{95\,000}{8{,}52 \cdot 3600} = 3{,}1 > 3 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}.$$

Следовательно, для коэффициента эффективности, определяемого по табл. IV.12, поправочный множитель вводить не надо.

6. Фактический коэффициент эффективности теплообмена

$$E_{ф}' = 1 - \frac{t_{c_2} - t_{м_1}}{t_{c_1} - t_{м_1}} = 1 - \frac{11 - 10{,}2}{20 - 14{,}3} = 0{,}86.$$

7. Теоретический коэффициент эффективности E' находим по табл. IV.12: E'=0,853. Расхождение между фактическим и теоретическим коэффициентом эффективности составляет 0,8%, что меньше допускаемых 10%.

Коэффициент эффективности теплообмена при расчетных значениях параметров воздуха

$$E_{пр}' = 1 - \frac{t_{c_2}' - t_{м_2}'}{t_{c_1}' - t_{м_1}'} = 1 - \frac{13 - 12}{30 - 20} = 0{,}9.$$

Требуемый коэффициент орошения находим по табл. IV.12: $B_{тр}$ =1,8>1,42.

Количество воды, подаваемой через форсунки:

$$W_{тр} = B_{тр}\,G = 1{,}8 \cdot 95\,000 = 171\,000 \text{ кг/ч}.$$

Требуемый расход воды через одну форсунку

$$q_{тр} = \frac{W_{тр}}{n} = \frac{171\,000}{312} = 548 \text{ кг/ч}.$$

По номограмме (см. рис. IV.39) определяем давление насоса, подающего воду в оросительную камеру для обеспечения требуемого расхода, P=2,7 ати. Для обеспечения требуемого коэффициента орошения в испытываемой камере необходимо заменить насос, так как замена форсунок с диаметром выпускного отверстия 5 мм на форсунки с диаметром 5,5 мм не обеспечивает требуемого расхода воды.

8. Коэффициент эффективности полного теплообмена E находим по табл. IV.12 при определенном выше $E_{пр}'$ (E=0,84).

Температура воды, стекающей из поддона:

$$t_{ст}' = t_{м_1}' - \frac{t_{м_1}' - t_{м_2}'}{E} - \frac{\left(I_1' - I_2'\right)(1-E)}{EB_{тр}} =$$

$$= 20 - \frac{20 - 12}{0{,}84} - \frac{(13{,}9 - 8{,}2)\,(1 - 0{,}84)}{0{,}84 \cdot 1{,}8} = 9{,}9\,°\text{C}.$$

Проектная холодопроизводительность

$$Q_{пр} = G\left(I_1' - I_2'\right) = 95\,000\,(13{,}9 - 8{,}2) = 541\,500 \text{ ккал/ч}.$$

Требуемая подача циркуляционного насоса холодильной станции

$$W_{тр} = \frac{Q_{пр}}{t'_{ст} - t'_{х}} = \frac{541\,500}{9{,}9 - 6} = 138\,800 \text{ кг/ч}.$$

Камера орошения, работающая в режиме увеличения энтальпии воздуха

Испытание и наладка камеры орошения проводятся для достижения проектной теплопроизводительности при расчетных параметрах воздуха. Испытание выполняется после гидравлической регулировки сети теплоснабжения бойлера *10* (см. рис. IV. 37, *в*) и обеспечения требуемого расхода теплоносителя.

Параметры воздуха на входе в оросительную камеру при испытании должны быть близки к проектным. Допускается проведение испытаний при параметрах воздуха на входе в оросительную камеру, отличных от проектных, при условии, что отношение

$$\frac{I'_2 - I_1}{I'_2 - I'_1} \geqslant \frac{1}{3},$$

где I'_1; I'_2 — проектные энтальпии воздуха соответственно на входе и выходе из оросительной камеры; I_1 — энтальпия воздуха на входе в оросительную камеру в период проведения испытаний.

Перед испытанием камеры орошения обеспечивается проектный расход воды через бойлер с помощью задвижек *А* и *Б* следующим образом (см. рис. 37, *в*):

1. Определяют суммарный расход воды (W, кг/ч): $W = nq$.

2. При полностью открытом регулирующем клапане на трубопроводе теплоносителя и открытых задвижках *А* и *Б* измеряют температуру воды на входе $t_н$ и выходе $t_в$ бойлера, а также перед форсунками $t_{см}$.

Расход воды, проходящей через бойлер, определяется по формуле

$$W_б = \frac{W(t_{см} - t_н)}{t_к - t_н}.$$

В случае несоответствия фактического расхода воды через бойлер проектному значению регулирование осуществляется задвижками *А* и *Б*.

При проектном расходе воды через бойлер с помощью регулирующего клапана достигается требуемая температура подаваемой к форсункам воды и как следствие — требуемая температура воздуха на выходе из камеры [точка $2'$ (рис. IV.41)].

Испытание оросительной камеры выполняется по вышеизложенной методике, дополнительно измеряется температура воды после бойлера.

Испытания камеры орошения производят 1 раз. Они считаются выполненными правильно, если расхождение теплопроизводительности по воздуху и воде не превышает 20%. Если расхождение превышает 20%, испытания повторяют. Полученные результаты испытания заносят в таблицу (прил. 19). Затем строят в I—d-диаграмме процесс обработки воздуха и производят расчет в следующей последовательности:

1. Определяют теплопроизводительность камеры орошения по воздуху Q_1, ккал/ч: $Q_1 = G(I_2 - I_1)$.

2. Находят расход воды в камере орошения по формуле IV. 60. Вычисляют фактический коэффициент орошения по формуле IV. 62. Определяют массовую скорость прохода воздуха через оросительную камеру по формуле (IV.56).

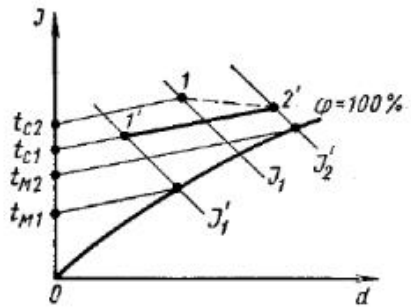


Рис. IV.41. I—d-диаграмма процесса обработки воздуха в оросительной камере, работающей в режиме подогрева воздуха

По найденному коэффициенту орошения $B_ф$ с помощью табл. IV.12 определяют теоретический коэффициент эффективности теплообмена $E'_т$ и сравнивают с фактическим. Расхождение не должно превышать 10%.

3. Находят теплопроизводительность камеры орошения по воде Q_2, ккал/ч: $Q_2 = W(t_{см} - t_н)$. Определяют расхождение в теплопроизводительности по воздуху и воде. Расхождение не должно превышать 20%.

4. Вычисляют фактический коэффициент эффективности теплообмена по формуле IV. 57.

В том случае, если испытания производились при параметрах воздуха, отличных от проектных (точка *1*, рис. IV.41), производится пересчет характеристик камеры орошения на проектные условия.

5. Определяют коэффициент эффективности теплообмена при проектных значениях параметров воздуха на входе и выходе из оросительной камеры.

По табл. IV.12 находят требуемый коэффициент орошения и сравнивают с фактическим. В том случае, если фактический коэффициент орошения меньше требуемого, разрабатываются мероприятия по его увеличению. По табл. IV.12 определяется значение коэффициента эффективности полного теплообмена E.

Находят температуру воды, подаваемой форсункам:

$$t'_{см} = t'_{м_1} + \frac{t'_{м_2} - t'_{м_1}}{E} + \frac{I'_2 - I'_1}{B_{тр} E}. \qquad \text{(IV.67)}$$

Определяют температуру воды, поступающей в бойлер:

$$t'_н = t'_{см} - \frac{I'_2 - I'_1}{B_{тр}}. \qquad \text{(IV.68)}$$

Вычисляют температуру воды после бойлера при проектном расходе воды через него

$$t_к = \frac{W_{тр}}{W_б}\left(t'_{см} - t'_н\right) + t'_н. \qquad (IV.69)$$

Если $t_к$ больше проектного значения, бойлер рассчитывают на новый режим работы.

Пример IV.13. Произведены испытания оросительной камеры кондиционера КТ-80 с плотностью расположения форсунок 18 шт/(м²·ряд)(312 шт.) и диаметром выходного отверстия 5 мм. Получены следующие результаты: давление воды перед форсунками 1,3 ати, температура воды, поступающей к форсункам, $t_{см} = 15°$ С; температура воды на входе в бойлер $t_н = 11{,}4°$ С. Площадь сечения оросительной камеры $F = 8{,}52$ м².

Параметры воздуха до оросительной камеры: $t_{c_1} = 12°$ С, $t_{м_1} = 4{,}8°$ С, $I_1 = 4{,}4$ ккал/кг; после оросительной камеры: $t_{c_2} = 13°$ С, $I_2 = 8{,}2$ ккал/кг, $t_{м_2} = 12{,}1°$ С.

Проектные параметры воздуха до оросительной камеры: $t'_{c_1} = 10°$ С, $t'_{м_1} = 3{,}1°$ С, $I'_1 = 3{,}6$ ккал/кг; после оросительной камеры: $t'_{c_2} = 11°$ С, $t'_{м_2} = 10°$ С, $I'_2 = 7{,}05$ ккал/кг.

Температура воды на выходе из бойлера $t_н = 17{,}5°$ С.

Расчетный расход воды через бойлер 50 000 кг/ч. Количество воздуха, проходящего через оросительную камеру, 95 000 кг/ч.

Произвести анализ результатов испытаний.

Решение. 1. Теплопроизводительность камеры орошения по воздуху

$$Q_1 = G(I_2 - I_1) = 95\,000\,(8{,}2 - 4{,}4) = 361\,000 \text{ ккал/ч}.$$

2. Расход воды в камере орошения

$$W = nq = 312 \cdot 370 = 115\,440 \text{ кг/ч}.$$

3. Теплопроизводительность камеры орошения по воде

$$Q_2 = W(t_{см} - t_н) = 115\,440\,(15 - 11{,}4) = 415\,600 \text{ ккал/ч}.$$

4. Фактический коэффициент эффективности теплообмена

$$E'_ф = 1 - \frac{t_{c_2} - t_{м_2}}{t_{c_1} - t_{м_1}} = 1 - \frac{13 - 12{,}1}{12 - 4{,}8} = 0{,}875.$$

Фактический коэффициент орошения

$$B_ф = \frac{W}{G} = \frac{115\,440}{95\,000} = 1{,}2.$$

Массовая скорость прохода воздуха через оросительную камеру

$$v\rho = \frac{G}{F \cdot 3600} = \frac{95\,000}{8{,}52 \cdot 3600} = 3{,}1 > 3 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)},$$

т. е. вводить поправочный коэффициент на значения эффективности теплообмена не надо. $E'_т = 0{,}83$.

Расхождение фактического и по каталогу коэффициентов эффективности теплообмена составляет 5,1%, что не превышает 10%.

5. Коэффициент эффективности теплообмена при проектных значениях параметров воздуха на входе и выходе из оросительной камеры

$$E'_{пр} = 1 - \frac{t'_{c_2} - t'_{м_2}}{t'_{c_1} - t'_{м_1}} = 1 - \frac{11 - 10}{10 - 3{,}1} = 0{,}855.$$

Требуемый коэффициент орошения при определенном коэффициенте эффективности полного теплообменника находим по табл. IV.12: $B_{тр} = 1{,}36$; $E = 0{,}85$.

Поскольку требуемый коэффициент орошения превышает фактический, необходимо выполнить следующие мероприятия:

заменить форсунки с диаметром выходного отверстия 5 мм на форсунки с диаметром 5,5 мм;

заменить насос, подающий воду на форсунки, на насос, имеющий следующие характеристики.

Подача:

$$W_{тр} = B_{тр}G = 1{,}36 \cdot 95\,000 = 129\,200 \text{ кг/ч};$$

$$q_{тр} = \frac{W_{тр}}{n} = \frac{129\,200}{312} = 414 \text{ кг/ч}.$$

Давление

$$P_{тр} = 1{,}6 \text{ ати}.$$

Температура воды, подаваемой к форсункам:

$$t'_{см} = t'_м = \frac{t'_{м_2} - t'_{м_1}}{E} + \frac{I'_2 - I'_1}{B_{тр}E} =$$

$$= 3{,}1 + \frac{10 - 3{,}1}{0{,}85} + \frac{7{,}05 - 3{,}6}{1{,}36 \cdot 0{,}85} = 14{,}2\,°\text{C}.$$

Температура воды, поступающей в бойлер:

$$t'_н = t'_{см} - \frac{I'_2 - I'_1}{B_{тр}} = 14{,}2 - \frac{7{,}05 - 3{,}6}{1{,}36} = 11{,}7\,°\text{C}.$$

Температура воды после бойлера (при проектном расходе воды):

$$t_к = \frac{W_{тр}}{W_б}\left(t'_{см} - t'_н\right) + t'_н =$$

$$= \frac{129\,200}{50\,000}(14{,}2 - 11{,}7) + 11{,}7 = 18{,}2 > 17{,}5\,°\text{C}.$$

Ввиду того что температура воды после бойлера выше проектной, производят расчет параметров бойлера на новый режим работы.

Двухступенчатые камеры орошения, соединенные между собой трубопроводами по противоточной схеме

Две оросительные камеры в кондиционере устанавливаются, как правило, в том случае, если в качестве источника холода используется артезианская скважина. При последовательной установке камер орошения снижается расход артезианской воды. Испытания производятся при работе циркуляционного насоса первой по ходу воздуха камеры на воде, забираемой из поддона второй камеры, насос которой при этом работает либо полностью на артезианской воде, либо с частичным подмешиванием рециркуляционной воды из поддона первой по ходу воздуха камеры.

Испытания и обработка результатов выполняются аналогично изложенным для одноступенчатых камер орошения и использованием коэффициентов эффективности теплообмена E и E', представленных в табл. IV. 12.

Камеры орошения кондиционеров КВ-11, КВ-12 и КВ-13

Камеры орошения служат только для адиабатического увлажнения и охлаждения воздуха. Камера снабжена одним рядом стояков с форсунками и на выходе воздуха — каплеуловителем. Направление водяного факела — по ходу воздуха. Камера кондиционера КВ-11 комплектуется 38 форсунками, камера кондиционера КВ-12—

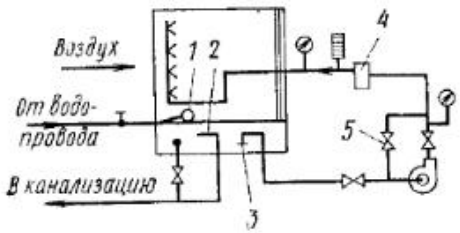


Рис. IV.42. Схема обвязки оросительной камеры кондиционера КВ

1 — шаровой клапан; *2* — переливной патрубок; *3* — всасывающее устройство с сеткой; *4* — фильтр для воды; *5* — задвижка для регулирования производительности насоса

72 и КВ-13—104 форсунками. Максимальное давление воды, подаваемой к форсункам, 3,5 кг/см².

Оросительная камера обвязывается трубопроводами по схеме (рис. IV. 42). Кондиционеры комплектуются одной или двумя каме-

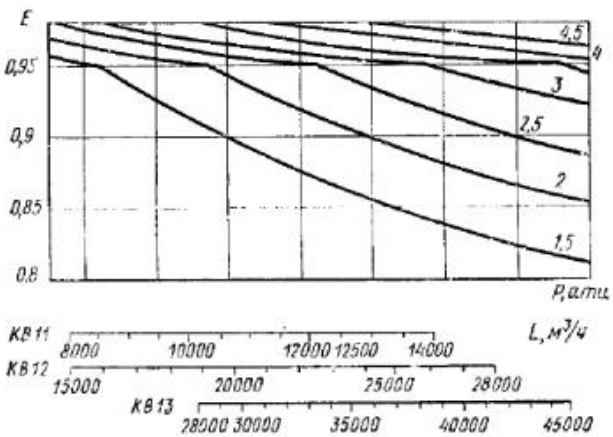


Рис. IV.43. Номограмма для определения коэффициента эффективности теплообмена двух последовательно установленных камер орошения

рами орошения. Методика испытания оросительных камер аналогична методике, изложенной для камер КТ, работающих по адиабатическому циклу. Результаты испытания камер обрабатывают с учетом коэффициента эффективности теплообмена (рис. IV. 43).

Воздушные клапаны

Для смешивания различных потоков воздуха, регулирования теплопроизводительности калориферов, прекращения доступа наружного воздуха в кондиционер используются воздушные клапаны. Кондиционер комплектуется одноблочными клапанами с длиной лопаток 500 и 1000 мм. Клапаны состоят из рамы, в торцевых стенках

которой на шарнирных соединениях установлены оси с поворотными створками. С одной стороны оси створок соединены между собой с помощью системы рычагов таким образом, что обеспечивается встречное движение створок. Клапаны со встречным движением створок обеспечивают более плавное регулирование расхода воздуха по сравнению с параллельным движением. На осях створок клапанов предусмотрены стопорные устройства, с помощью которых можно остановить вращение любого числа створок, что выполняет-

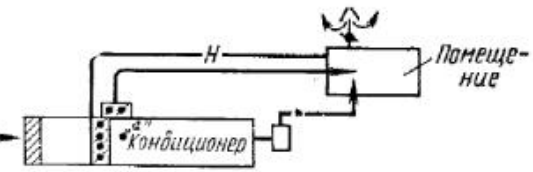


Рис. IV.44. Регулируемый участок

ся во время наладки кондиционера для улучшения регулирующей характеристики клапана.

Клапаны приводятся в действие с помощью ручного, пневматического или электрического привода. Для установки непосредственно в воздуховодах используются специальные сетевые клапаны. Сетевые клапаны имеют также ручной, пневматический или электрический привод и отличаются от воздушных клапанов кондиционеров схемой движения створок. В сетевых клапанах применена схема параллельного движения створок. Перед испытанием клапанов необходимо убедиться в свободном повороте створок. Ход створок при воздействии на рычаг должен быть легким и плавным без заеданий. В положении «закрыто» створки должны иметь плотный притвор.

Цель испытания и наладки клапанов зависит от их назначения, т. е. двухпозиционного или пропорционального регулирования воздуха.

Для клапанов двухпозиционного регулирования определяют тип, размеры и число створок, измеряют расход воздуха и аэродинамическое сопротивление клапана при его полном открытии. Результаты заносят в таблицу (прил. 20).

Для клапанов пропорционального регулирования необходимо получить требуемые проектом характеристики регулирования. Достижение необходимой характеристики регулирования осуществляется с учетом оптимального относительного сопротивления регулируемого участка. Регулируемым участком, имеющим аэродинамическое сопротивление H, называется участок, на границах которого давление воздуха остается неизменным при любом положении створок клапана. Колебание давлений на границах регулируемого участка допускается ±15% начальных.

На рис. IV. 44 представлен рециркуляционный воздуховод, который является примером такого участка. Давление воздуха в помещении можно считать неизменным при любом положении створок рециркуляционного клапана, давление в точке *а* кондиционера также постоянно, так как количество воздуха, проходящего через кондиционер, постоянно, что обеспечивается взаимообратной работой клапанов наружного воздуха и рециркуляции. Оптимальным относитель-

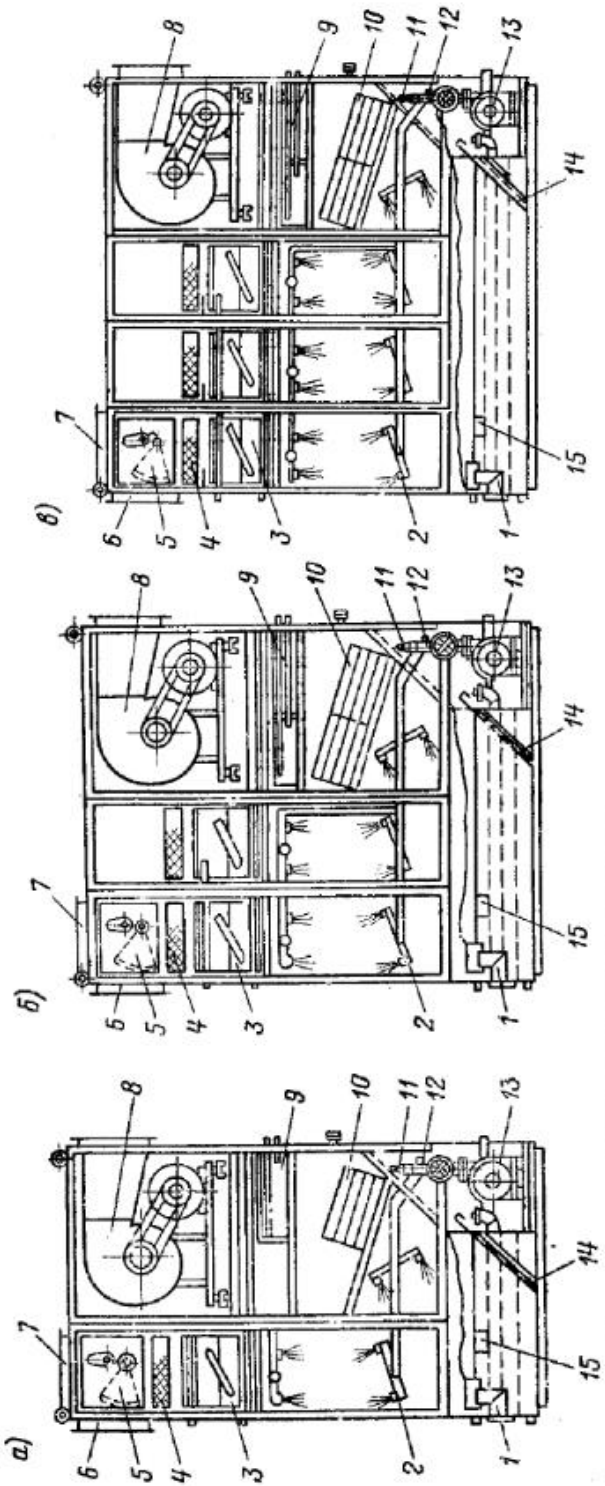


Рис. IV.45. Кондиционеры КНУ-2,5; КНУ-5; КНУ-7,5
а — кондиционер КНУ-2,5; *б* — кондиционер КНУ-5; *в* — кондиционер КНУ-7,5

ным сопротивлением регулируемого участка $\overline{H}_{опт}$ называется отношение сопротивления регулируемого участка H к скоростному давлению $P_{ск}$ в сечении открытого клапана:

$$\overline{H}_{опт} = H/P_{ск}. \qquad \text{(IV.70)}$$

Для получения прямолинейной характеристики параллельно-створчатого клапана должно быть $H_{опт}=2$, а для непараллельно-створчатых $H_{опт}=3{,}6$. Оптимальная площадь клапана при регулировании по характеристикам, приближающимся к прямолинейным, определяется по формулам соответственно для параллельно- и непараллельно-створчатых клапанов:

$$F_{опт} = 10^{-4}\frac{L}{\sqrt{H}}; \qquad \text{(IV.71)}$$

$$F_{опт} = 1{,}3\cdot 10^{-4}\frac{L}{\sqrt{H}}, \qquad \text{(IV.72)}$$

где L — максимальный расход воздуха через клапан, м³/ч.

Испытание и наладку воздушного клапана осуществляют в следующей последовательности:

1. При полностью открытых створках клапана измеряют его аэродинамическое сопротивление, расход воздуха, а также потерю напора H на регулируемом участке.

2. Определяют скоростное давление в сечении открытого клапана $P_{ск}$.

3. Находят относительное аэродинамическое сопротивление регулируемого участка $\overline{H}=H/P_{ск}$ и сравнивают с оптимальным значением. В том случае, если $\overline{H}<2$ для параллельно-створчатых клапанов и $\overline{H}<3{,}6$ для непараллельно-створчатых, находится оптимальная площадь клапанов $F_{опт}$ по приведенным выше формулам.

4. Отсоединяют от привода и полностью закрывают часть створок, обеспечивая площадь клапана, равную $F_{опт}$, либо ограничивают открытие створок некоторым углом, при котором площадь живого сечения клапана равна $F_{опт}$.

5. Регулируют систему, обеспечивая проход через клапан проектного количества воздуха.

6. Устанавливают зависимость расхода воздуха через клапан от угла поворота его створок. Характеристику воздушного клапана определяют измерением расхода воздуха в положениях, когда створки закрыты, открыты на предельно установленный угол, и в трех промежуточных положениях. По результатам измерения строят график зависимости расхода воздуха через клапан от угла поворота створок. Результаты испытаний воздушного клапана заносят в табл. прил. 2.

IV.3. ИСПЫТАНИЕ И НАЛАДКА НЕАВТОНОМНЫХ АГРЕГАТНЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ

Общие сведения

Неавтономным считается кондиционер, в котором отсутствуют источники холода и тепла. Для обеспечения нормальной работы неавтономных кондиционеров к ним извне должен быть подведен тепло- и хладоноситель требуемых параметров.

Агрегатным называется кондиционер, все элементы которого скомплектованы в одном корпусе.

Отечественной промышленностью выпускаются неавтономные агрегатные кондиционеры: унифицированные и эжекционные кондиционеры-доводчики. Унифицированные кондиционеры (КНУ) выпускаются производительностью от 2,5 до 18 тыс. м³/ч воздуха (КНУ-2,5; КНУ-5; КНУ-7,5; КНУ-12; КНУ-18) и предназначены для осуществления технологического и комфортного кондиционирования воздуха.

На рис. IV.45 показано устройство кондиционеров КНУ-2,5; КНУ-5; КНУ-7,5. Кондиционеры имеют три основных блока: воздухообрабатывающий, вентиляторный и бак для воды с насосной установкой. В кондиционерах КНУ-5 и КНУ-7,5 воздухообрабатывающий блок состоит из двух и трех секций, соединенных между собой.

В воздухообрабатывающем блоке расположены клапан воздушный секторный *5* с пневмоприводом для регулирования количества наружного и рециркуляционного воздуха; фильтр *4* для очистки воздуха от пыли, в котором сухой фильтрующий материал уложен гофрами; калорифер первого подогрева *3*, два ряда форсунок *2* для охлаждения и увлажнения воздуха.

В вентиляторном блоке размещены вентиляторная установка *8*, калорифер второго подогрева *9*, один ряд форсунок для охлаждения и увлажнения воздуха, сепаратор *10*.

В баке для воды находятся фильтр *14* для очистки воды, забираемой насосом, перелив *1*, клапан поплавковый *15* для поддержания постоянного уровня воды в баке.

За перегородкой бака находится насос *13* с трубопроводами и установленным на них манометром *12* и термометром *11* для измерения температуры воды, подаваемой насосом к форсункам.

Воздухообрабатывающий и вентиляторный блоки снабжены съемными панелями для обслуживания кондиционера при эксплуатации. Блоки соединяют между собой болтами с установкой уплотнительных прокладок. Для наблюдения за работой на панелях имеются смотровые окна. Для доступа к форсункам и поплавковому клапану предусмотрена дверка на боковой стенке кондиционера.

В верхней части кондиционера расположены патрубки *6* и *7* для подключения воздуховодов наружного и рециркуляционного воздуха. На воздуховоде наружного воздуха дополнительно к клапану, встроенному в кондиционер, должен быть установлен утепленный клапан. При работе кондиционера воздух обрабатывается в следующей последовательности: смешение наружного и рециркуляционного воздуха; очистка воздуха от пыли; нагрев или охлаждение; увлажнение или осушение; доведение обрабатываемого воздуха до требуемых параметров с помощью калорифера второго подогрева.

Относительная влажность воздуха в кондиционируемом помещении поддерживается косвенно по температуре «точки росы». С этой целью установлен пневматический дистанционный регулятор температуры «точки росы», датчик которого размещен за форсуночной камерой. Поддержание температуры в помещении осуществляется с помощью пневматического регулятора температуры, установленного в помещении. При изменении температуры воздуха в помещении регулятор воздействует на исполнительный механизм клапана, установленного на трубопроводе теплоносителя калорифера второго подогрева.

Таблица IV.13. **Технические данные кондиционеров КНУ-2,5; КНУ-5; КНУ-7,5**

Показатели	Тип кондиционера		
	КНУ-2,5	КНУ-5	КНУ-7,5
Подача по воздуху, м³/ч	2 500	5 000	7 500
Номинальная холодопроизводительность кондиционера при начальной температуре холодной воды 8 °С и начальных параметрах воздуха t=30 °С, φ=40%, ккал/ч	14 500	29 000	43 500
Номинальная теплопроизводительность калориферов:			
первого подогрева при перепадах температур теплоносителя 130—70 °С и начальных параметрах воздуха t=—30 °С, φ=85%, ккал/ч	43 000	86 000	129 000
второго подогрева при перепадах температур теплоносителя 70—40 °С и начальных параметрах воздуха t=11 °С, φ=90%, ккал/ч	8 000	16 000	24 000
Свободное давление воздуха за кондиционером для расчета сети воздуховодов, кгс/м²	26	30	30
Давление сжатого воздуха для питания системы автоматики, кгс/м², не менее	3—6	3—6	3—6
Расход сжатого воздуха, м³/ч	7,5	7,5	7,5
Коэффициент очистки фильтра при начальной запыленности воздуха до 10 мг/м³, %	92	92	92
Мощность электродвигателей, кВт:			
вентилятора	2,2	2,2	5,5
насоса	1,5	1,5	1,5
Род тока	Переменный	Трехфазный	50 Гц
Напряжение силовой цепи, В	380	380	380
Габаритные размеры кондиционера, мм:			
длина	1 350	1 800	2 250
ширина	1 025	1 025	1 025
высота	2 350	2 350	2 350
Масса кондиционера, кг	785	1 020	1 270

Технические данные кондиционеров КНУ-2,5; КНУ-5; КНУ-7,5 даны в табл. IV.13.

Кондиционеры КНУ-12 и КНУ-18 отличаются от кондиционеров КНУ-2,5; КНУ-5; КНУ-7,5 наличием поверхностных воздухоохладителей. Кондиционеры КНУ-12 и КНУ-18 (рис. IV.46) имеют три блока: воздухообрабатывающий, вентиляторный и бак для воды с насосной установкой. В кондиционере КНУ-12 — один воздухообрабатывающий блок, а в кондиционере КНУ-18 — два. В воздухообрабатывающем блоке размещаются фильтр *5* для очистки воздуха от пыли из упругого стекловолокна марки ФСВУ ТУ 21-01-369-70, калориферы первого подогрева *4*, форсуночная камера *3*, воздухоохладитель *2*. Сверху на блок крепится воздушный клапан *6* с пневмоприводом *7*. Воздушный клапан совмещает в себе два клапана, расположенных в общем корпусе, через один из которых проходит наружный воздух, а через другой — рециркуляционный. Кондиционер КНУ-12 имеет один воздушный клапан, а кондиционер КНУ-18 — два. В вентиляторном блоке размещаются вентиляционный агрегат

8, который состоит из диаметрального вентилятора по схеме ЦАГИ Д17-43 и электродвигателя; калорифер второго подогрева *9*; сепаратор *10*.

В водяном баке размещены клапан поплавковый *15* для поддержания постоянного уровня воды в поддоне, перелив *14*, фильтр водяной *1* для очистки воды, забираемой насосом *13*. На трубопроводах насоса установлены термометр *11* и манометр *12*. Для наблюдения за работой форсунок на боковых стенках воздухообрабатывающей секции имеются окна, а для удобства обслуживания устройств,

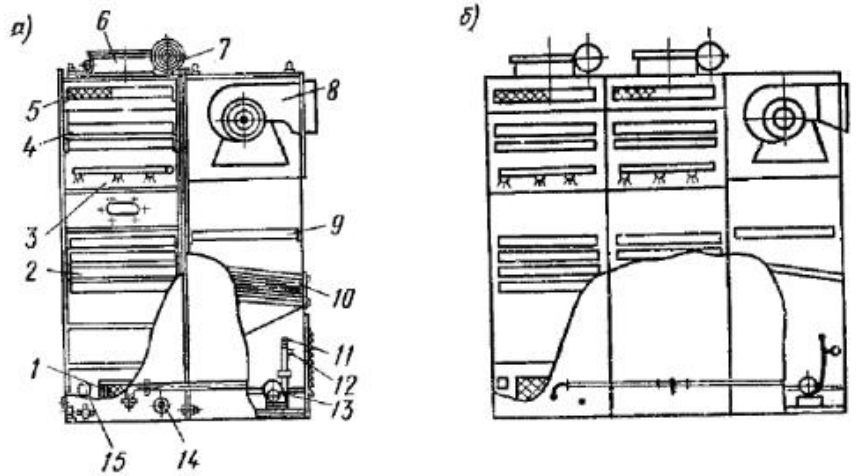


Рис. IV.46. Кондиционеры КНУ-12, КНУ-18

а — кондиционер КНУ-12; *б* — кондиционер КНУ-18

смонтированных в водяном баке, предусмотрена дверка. Обработка воздуха в кондиционерах КНУ-12 и КНУ-18 аналогична обработке, осуществляемой в кондиционерах КНУ-2,5; КНУ-5; КНУ-7,5.

Технические данные кондиционеров КНУ-2, КНУ-18 даны в табл. IV.14.

Перед производством испытания и наладки кондиционеров КНУ-2,5; КНУ-5; КНУ-7,5; КНУ-12; КНУ-18 необходимо:

1. Сверить соответствие типа установленного кондиционера проекту, а также схемы обвязки трубопроводами калориферов первого и второго подогрева, воздухоохладителя и оросительной камеры.

2. Проверить болтовые соединения и при необходимости произвести подтяжку крепежных элементов сборочных единиц, агрегатов, аппаратуры, соединений электропроводки.

3. Осмотреть колесо вентилятора, проверив крепление лопаток и состояние самого колеса. Проверить состояние подшипников вала колеса по люфту и свободному вращению. Пополнить смазку подшипниковых узлов шприцем через масленки в корпусе подшипников или вскрытием крышки подшипниковых узлов. В кондиционерах КНУ-2,5; КНУ-5; КНУ-7,5 проверяется надежность крепления шкивов на валу колеса и на валу электродвигателя, а также натяжение и соответствие числа и типа приводных клиновых ремней согласно табл. IV.15.

Таблица IV.14. **Технические данные кондиционеров КНУ-12 и КНУ-18**

Показатели	Тип кондиционера	
	КНУ-12	КНУ-18
Производительность по воздуху, м³/ч	12 000	18 000
Номинальная холодопроизводительность при номинальной температуре холодной воды 8 °С и начальных параметрах воздуха t=30 °С, φ=45%, ккал/ч	60 000	100 000
Номинальная теплопроизводительность калориферов:		
первого подогрева при перепадах температур теплоносителя 130—70 °С и начальных параметрах воздуха t=—26 °С, φ=85%, ккал/ч	250 000	380 000
второго подогрева при перепадах температур теплоносителя 70—40 °С и начальных параметрах воздуха t=11 °С, φ=90%, ккал/ч	47 000	66 000
Свободное давление воздуха за кондиционером для расчета сети воздуховодов, кгс/м²	30	30
Давление воды перед форсунками, кгс/см², не менее	1,5	1,5
Давление сжатого воздуха для питания системы автоматики, кгс/см², не менее	3—6	3—6
Расход сжатого воздуха, м³/т	7,5	7,5
Пределы регулирования температуры в помещении, °С	5—25	5—25
Мощность установленных электродвигателей, кВт:		
вентилятора	10	10
насоса	3,2	3,2
Род тока	Переменный, трехфазный, 50 Гц	
Напряжение, В:		
в силовой цепи	380	380
в цепи управления	220	220
Габаритные размеры кондиционера, мм:		
длина	1855	2745
ширина	1815	1815
высота	2850	2850
Масса кондиционера, кг	2500	3400

Таблица IV.15. **Ремни приводные клиновые**

Сечение ремня	Длина, мм	Тип кондиционера	Число ремней, шт
А	1180	КНУ-2,5 КНУ-5	2
В	1250	КНУ-7,5	2

При осмотре и проверке натяжения приводных клиновых ремней необходимо снять верхнюю панель вентиляторного блока. Натяжение ремней проверяют замером его прогиба при нажатии большим пальцем руки (усилие 3—5 кгс). Нормальный прогиб ремня при этом

составляет 10—20 мм. В случае ослабления приводных ремней необходимо ослабить четыре гайки на болтовых соединениях электродвигателя и, вращая натяжной винт по часовой стрелке, натянуть ремни. Затем затянуть гайки крепления электродвигателя.

4. Произвести осмотр электродвигателя, проверить надежность соединения контактов заземления, при необходимости смазать подшипники. Смазка должна заполнять 0,5 объема камеры подшипникового узла.

5. Очистить водяной фильтр, для чего вынуть его из направляющих и промыть под струей воды так, чтобы сетка полностью очистилась от грязи.

6. При необходимости очистить форсунки нужно снять панель, закрывающую оросительную камеру, отвернуть форсунки, очистить отверстия от грязи и продуть сжатым воздухом.

7. Осмотреть наружную поверхность калориферов и сепараторов. При загрязнении очистить струей воды. Если указанным способом не удается очистить поверхность, то калориферы снимают с кондиционера и промывают 10%-ным содовым раствором.

8. Проверить воздушный клапан на легкость хода от руки. При необходимости устранить заедания створок клапана. Пополнить смазкой подшипниковые узлы поворотных осей.

9. Включив электродвигатели насоса и вентилятора, проверить правильность вращения рабочих колес. Колесо вентилятора должно вращаться против часовой стрелки, если смотреть со стороны всасывающего отверстия. Давление воды перед форсунками должно быть не менее 1,5 кгс/см².

Испытание и наладка кондиционера производятся в следующей последовательности:

аэродинамическое испытание кондиционера с определением его подачи и давления;

испытание калориферов первого и второго подогревов с регулировкой теплопроизводительности и проверкой первого подогрева на возможность замораживания;

испытание и наладка оросительной камеры;

испытание и наладка поверхностного воздухоохладителя.

Аэродинамическое испытание кондиционеров

Подачу кондиционера по воздуху определяют измерением динамического давления в контрольной точке сети воздуховодов. Давление, развиваемое вентилятором на нагнетающей стороне, измеряют в выхлопном патрубке вентилятора или в контрольной точке сети с пересчетом потерь давления.

Если измерениями установлено, что подача кондиционера ниже паспортной, то необходимо:

измерить аэродинамическое сопротивление и количество воздуха, проходящего по воздуховодам на всасывающей и нагнетающей стороне кондиционера;

по формуле $H=KL^2$ определить аэродинамическую характеристику K сети воздуховодов всасывающей и нагнетающей стороны кондиционера;

найти по аэродинамической характеристике суммарное аэродинамическое сопротивление воздуховодов нагнетающей и всасывающей стороны при паспортном расходе воздуха.

Если аэродинамическое сопротивление воздуховодов выше 30 кгс/м², необходимо разработать мероприятия по уменьшению их сопротивления. Когда измерениями и расчетом установлено, что кондиционер не обеспечивает паспортной подачи при аэродинамическом сопротивлении воздуховодов до 30 кгс/м², следует очистить фильтрующий материал воздушного фильтра встряхиванием, а затем продувкой его сжатым воздухом со стороны, противоположной принятому направлению движения воздуха в кондиционере. Если очистить фильтрующий материал в связи с большой загрязненностью невозможно, необходимо заменить его новым.

Испытание и наладка калориферов первого и второго подогрева

Калориферы кондиционеров собирают из базовых элементов, которые представляют собой двухрядные теплообменники с коридорным расположением биметаллических трубок, имеющих накатное алюминиевое оребрение. Калорифер первого подогрева состоит из двух теплообменников, установленных последовательно по воздуху и обвязанных последовательно по теплоносителю.

Методика проведения испытаний и наладки калориферов аналогична методике, изложенной для калориферов секционных конди-

Таблица IV.16. **Технические данные наладки калориферов секционных кондиционеров**

Показатели	Тип кондиционера				
	КНУ-2,5	КНУ-5	КНУ-7,5	КНУ-12	КНУ-18
Калорифер первого подогрева					
Площадь поверхности нагрева, м²	17	34	51	68,2	137
Площадь живого сечения м²:					
для прохода воздуха	0,165	0,165×2	0,165×3	0,39	0,79
для прохода воды при последовательном соединении теплообменников в каждой секции	0,000578	0,000578×2	0,000578×3	0,0014	0,0014×2
Коэффициент теплопередачи, ккал/(м²·ч·°С)	$K=10,5\ (vp)^{0,55}\ w^{0,22}$				
Калорифер второго подогрева					
Площадь поверхности нагрева, м²	8,5	17	17	34,2	34,2
Площадь живого сечения, м²:					
для прохода воздуха	0,165	0,165×2	0,165×2	0,39	0,39
для прохода воды	0,000578	0,000578×2	0,000578×3	0,0014	0,0014
Коэффициент теплопередачи, ккал/(м²·ч·°С)	$K=10,5\ (vp)^{0,55}\ w^{0,22}$				

ционеров. Результаты испытаний обрабатываются с учетом их технических данных (табл. IV.16).

Когда по результатам проведенных испытаний и вычислений установлено, что фактический коэффициент теплопередачи составляет менее 80% каталожного или теплопроизводительность при расчетных параметрах меньше паспортной, необходимо очистить наружную теплообменную поверхность теплообменников и провести повторные испытания.

Если после очистки теплообменников теплопроизводительность не увеличилась до требуемых значений, следует промыть изнутри трубки теплообменников, применяя один из следующих составов:

едкий натр (каустическая сода) 750 г, керосин 150 г, вода 10 л;

бельевая сода 1 кг; керосин 500 г; вода 10 л.

Калориферы снимают с кондиционера и заливают их на 10—12 ч одним из указанных растворов. После слива раствора калориферы промывают чистой водой и продувают сжатым воздухом в направлении, противоположном нормальному направлению движения теплоносителя. После промывки внутренней поверхности трубок и монтажа теплообменников испытания повторяют.

Когда по результатам испытаний установлено, что теплопроизводительность калориферов первого подогрева удовлетворяет паспортным значениям при расчетных параметрах наружного воздуха и теплоносителя, следует выполнить проверочный расчет на возможность замораживания по методике, изложенной для калориферов секционных кондиционеров. Если в результате расчета установлено, что температура воды на выходе из калориферов ниже 20° С, необходимо разработать мероприятия по снижению запаса площади поверхности нагрева теплообменников. При этом могут быть рекомендованы следующие мероприятия:

снижение температуры теплоносителя;

изменение схемы обвязки теплообменников с последовательной на параллельную;

изменение способа регулирования теплопроизводительности установкой двух регулирующих клапанов — одного на обратном трубопроводе первых по ходу воздуха теплообменников, другого — на обратном трубопроводе вторых по ходу воздуха теплообменников. Работа клапанов последовательная.

Испытание и наладка оросительной камеры

Технические характеристики оросительных камер кондиционеров приведены в табл. IV.17.

Таблица IV.17. **Технические данные оросительных камер**

Тип кондиционера	Число рядов по ходу воздуха, шт.	Число форсунок, шт.	Коэффициент орошения B, кг/кг	Подача насоса, м³/ч	Полное давление насоса, кгс/см²
КНУ-2,5 КНУ-5 КНУ-7,5	3	21 35 49	1,5	4,5 9 13,5	1,2
КНУ-12 КНУ-18	1	18 36	0,3	6	2

Методика проведения испытаний и наладки оросительных камер аналогична методике, изложенной для оросительных камер секционных кондиционеров. При обработке результатов испытаний используют данные табл. IV.18.

Таблица IV.18. **Коэффициенты эффективности теплообмена оросительных камер КНУ-2,5; КНУ-5; КНУ-7,5**

Диаметр выходного отверстия форсунки d, мм	Коэффициенты эффективности теплообмена	Массовая скорость прохода воздуха в сечении оросительной камеры кгс/(м²·с)	Значения E и E_a при коэффициенте орошения B			
			1	1,2	1,4	1,6
3	$E_a=\frac{t_{c_1}-t_{c_2}}{t_{c_1}-t_{м_1}}$	2	0,75	0,75	0,76	0,76
	$E=1-\frac{t_{м_2}-t_{в\cdot к}}{t_{м_1}-t_{в\cdot н}}$	2,5 3 3,5	— 0,64 0,68	0,64 0,74 0,78	0,74 0,83 0,87	0,83 0,92 —
4	E_a	2,5 3 3,5	— — 0,84	— 0,86 0,89	0,85 0,9 0,92	0,89 0,92 0,94
	E	2 2,5 3 3,5	— — — —	0,5 0,57 0,62 0,68	0,57 0,64 0,7 0,75	0,63 0,71 0,78 0,82

Испытание и наладка поверхностных воздухоохладителей кондиционеров КНУ-12; КНУ-18

Воздухоохладители кондиционеров собираются из базовых элементов, представляющих собой двухрядные теплообменники с коридорным расположением биметаллических трубок, имеющих накатное алюминиевое оребрение. Воздухоохладители имеют четыре теплообменника, установленных последовательно по воздуху. По воде теплообменники могут быть соединены либо последовательно, либо попарно-параллельно. Технические данные воздухоохладителей приведены в табл. IV.19.

Методика проведения испытаний и наладки поверхностных воздухоохладителей аналогична методике, изложенной для воздухоохладителей секционных кондиционеров. По результатам проведенных испытаний определяется фактический коэффициент явной теплопередачи по формуле

$$K_ф = \frac{Q}{F\cdot\Delta t^{р}_{ср}}, \qquad (IV.73)$$

где Q — холодопроизводительность воздухоохладителя по результатам испытания, ккал/ч; $\Delta t^{р}_{ср}$ — расчетная разность температур, °С; F — теплообменная площадь поверхности, м².

Таблица IV.19. **Технические данные поверхностных воздухоохладителей**

Показатели	Тип воздухоохладителя	
	КНУ-12	КНУ-18
Теплообменная площадь поверхности, м²	137	274
Площадь живого сечения, м²:		
для прохода воздуха	0,39	0,39×2
для прохода воды:		
при последовательном соединении теплообменников	0,00555	0,00555×2
при попарно-параллельном соединении теплообменников	0,011	0,011×2
Коэффициент явной теплопередачи, ккал/(ч·м²·°С):		
при коэффициенте орошения $B=0{,}3$ кг/кг:		
последовательное соединение теплообменников	$K=8(v\rho)^{0,65}w^{0,16}$	
параллельно-последовательное соединение теплообменников	$K=7{,}2(v\rho)^{0,66}w^{0,11}$	
Гидравлическое сопротивление проходу воды, м:		
последовательное соединение элементов по воде	$H=7{,}9w^{1,9}$	
попарно-параллельное соединение элементов	$H=3{,}1w^{1,9}$	
Коэффициент эффективности теплообмена при отсутствии циркуляции воды в трубках теплообменника	0,85	

Расчетная разность температур находится из уравнения

$$\Delta t_{ср}^{у} = \frac{(T_1 - t_{в.к}) - (T_2 - t_{в.н})}{2{,}303 \lg \dfrac{T_1 - t_{в.к}}{T_2 - t_{в.н}}}, \qquad (IV.74)$$

где T_1 и T_2 — соответственно начальная и конечная температуры воздуха для условного сухого процесса охлаждения, °С; $t_{в.н}$ и $t_{в.к}$ — начальная и конечная температуры хладоносителя, °С.

Начальная и конечная температуры воздуха T_1 и T_2 принимаются из расчета «условного» сухого процесса охлаждения воздуха и определяются по I—d-диаграмме. Если начальные и конечные реальные параметры воздуха характеризуются точками *1—2* (рис. IV.47), то условные параметры воздуха характеризуются точками пересечения *4* и *5* линий энтальпии с перпендикуляром, проведенным через точку *3*. Точка *3* находится на пересечении продолжения реального процесса *1—2* с кривой $\varphi=100\%$.

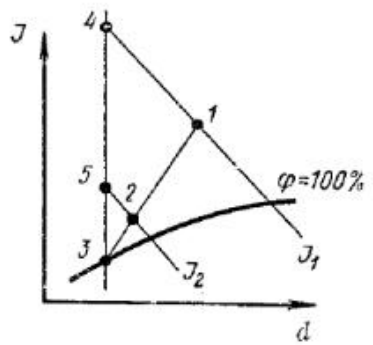


Рис. IV.47. Определение условной температуры воздуха для вычисления коэффициента явной теплопередачи

Полученный фактический коэффициент явной теплопередачи сравнивают с расчетным, определенным по формуле табл. IV.21. Если фактический коэффициент теплопередачи ниже каталожного более чем на 20%, необходимо очистить наружную поверхность теплообменников и повторить испытания.

Если после очистки коэффициент явной теплопередачи не увеличится до каталожного, следует демонтировать теплообменники и трубки промыть изнутри одним из указанных выше составов.

Если испытания воздухоохладителя проводились при параметрах воздуха, отличных от расчетных, проверяют достаточность площади поверхности воздухоохладителя в расчетном режиме по вышеприведенным формулам.

Пример IV.14. Произведены испытания орошаемого поверхностного воздухоохладителя кондиционера КНУ-12 с последовательным соединением элементов.

Подача кондиционера по воздуху 12 000 кг/ч. Конструктивные характеристики воздухоохладителя: теплообменная площадь поверхности $F=137$ м²; площадь живого сечения для прохода воды $f_{ж}=0{,}00555$ м². Площадь живого сечения для прохода воздуха $f_{ж.в}=0{,}39$ м².

Параметры воздуха: до воздухоохладителя $t_1=20°$ С, $I=9{,}3$ ккал/кг; после воздухоохладителя $t_2=10°$ С, $I_2=6{,}4$ ккал/кг.

Параметры хладоносителя при испытании: $t_{в.н}=6°$ С, $t_{в.к}=8{,}2°$ С.

Расчетные параметры воздуха: до воздухоохладителя $t_1'=28°$ С, $I_1'=11{,}8$ ккал/кг; после воздухоохладителя $t_2'=12{,}5°$ С, $I_2'=7{,}45$ ккал/кг. Температура холодной воды $t_{в.н}'=6°$ С.

Необходимо обработать результаты испытаний.

Решение. Фактическая холодопроизводительность воздухоохладителя

$$Q_ф = G(I_1 - I_2) = 12\,000\,(9{,}3 - 6{,}4) = 34800 \text{ ккал/ч}.$$

Массовая скорость воздуха при проходе через воздухоохладитель

$$v\rho = \frac{G}{3600 f_{ж}^{в}} = \frac{12\,000}{3600 \cdot 0{,}39} = 8{,}55 \text{ кг/(м²·с)}.$$

Количество воды, протекающей через воздухоохладитель:

$$W = \frac{Q_ф}{(t_{в.к} - t_{в.н})} = \frac{34\,800}{(8{,}2 - 6)\ 1000} = 15{,}82 \text{ м³/ч}.$$

Скорость движения воды в трубках воздухоохладителя

$$w = \frac{W}{3600 f_{ж}^{т}} = \frac{15{,}82}{3600 \cdot 0{,}00555} = 0{,}79 \text{ м/с}.$$

Расчетный коэффициент теплопередачи

$$K_т = 8\,(v\rho)^{0,65}\, w^{0,16} = 8 \cdot 8{,}55^{0,65} \cdot 0{,}79^{0,16} = 31{,}1 \text{ ккал/(м²·ч·°С)}.$$

По I—d-диаграмме определяем начальную и конечную температуры условного сухого процесса охлаждения воздуха:

$$T_1 = 22{,}5 \text{ °С}; \quad T_2 = 10{,}5 \text{ °С}.$$

Расчетная разность температур

$$\Delta t^{р}_{ср} = \frac{(T_1 - t_{в.к}) - (T_2 - t_{в.н})}{2{,}303 \lg \frac{T_1 - t_{в.к}}{T_2 - t_{в.н}}} =$$

$$= \frac{(22{,}5 - 8{,}2) - (10{,}5 - 6)}{2{,}303 \lg \frac{22{,}5 - 8{,}2}{10{,}5 - 6}} = 8{,}47\ ^\circ\text{C}.$$

Фактический коэффициент теплопередачи

$$K_ф = \frac{Q_ф}{F\Delta t^{р}_{ср}} = \frac{34\,800}{137 \cdot 8{,}47} = 30\ \text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}).$$

Фактический коэффициент теплопередачи меньше теоретического на 3,5%, что находится в допустимых пределах.

Проверяем установленный воздухоохладитель на работу в расчетном режиме.

Расчетная холодопроизводительность воздухоохладителя

$$Q_{пр} = G\left(I'_1 - I'_2\right) = 12\,000\,(11{,}8 - 7{,}45) = 52\,200\ \text{ккал/ч}.$$

Конечная температура воды, проходящей через воздухоохладитель, находится по расходу воды, определенному при испытании:

$$t'_{в.к} = \frac{Q_{пр}}{W} + t'_{в.н} = \frac{52\,200}{15{,}82 \cdot 1000} + 6 = 9{,}3\ ^\circ\text{C}.$$

По I—d-диаграмме определяем начальную и конечную температуры условного сухого процесса охлаждения воздуха: $T_1 = 31{,}5^\circ$ С, $T_2 = 13{,}3^\circ$ С.

Расчетная разность температур

$$\Delta t^{р}_{ср} = \frac{(31{,}5 - 9{,}3) - (13{,}3 - 6)}{2{,}303 \lg \frac{31{,}5 - 9{,}3}{13{,}3 - 6}} = 13{,}4\ ^\circ\text{C}.$$

Требуемая площадь поверхности воздухоохладителя в расчетном режиме

$$F_{тр} = \frac{Q_{пр}}{K_ф\, t^{р}_{ср}} = \frac{52\,200}{30 \cdot 13{,}4} = 129{,}9 < 137\ \text{м}^2.$$

Таким образом, воздухоохладитель имеет запас площади поверхности в 5,2%.

Универсальные неавтономные эжекционные кондиционеры-доводчики

Эти кондиционеры предназначены для применения в системах кондиционирования воздуха в многоэтажных, многокомнатных общественных и административных зданиях с централизованным снабжением первичным воздухом, теплом и холодом. Эжекционные кондиционеры-доводчики, как правило, устанавливаются непосредственно под оконными проемами, осуществляя в холодный период года отопление, а в теплый период — охлаждение помещений.

Отечественной промышленностью выпускаются два типа кондиционеров КНЭ-У 0,8А и КНЭ-У-1,2 (кондиционеры неавтономные

эжекционные универсальные, имеющие соответственно длину теплообменников 0,8 и 1,2 м).

На рис. IV.48 показан неавтономный эжекционный кондиционер-доводчик. Основанием кондиционера служит камера первичного воздуха *4*, который поступает от центрального кондиционера. Внутренние стенки камеры покрыты шумопоглощающей мастикой, а нижняя часть — поропластом. В камере находится распределительная труба *7*, концы которой выпускают из торцевых стенок камеры. Один конец распределительной трубы имеет резиновую заглушку *3*, а ко

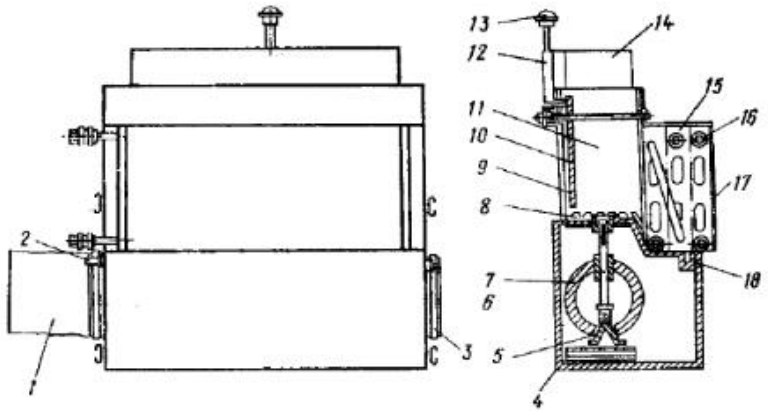


Рис. IV.48. Неавтономный эжекционный кондиционер

второму концу присоединяется гибкий патрубок *1*, соединяющий кондиционер с воздуховодом первичного воздуха. При последовательном соединении по воздуху нескольких кондиционеров вместо заглушки надевается второй гибкий шланг, связанный с распределительной трубой соседнего кондиционера. В нижней части распределительной трубы находится щелевое отверстие *5*, через которое воздух поступает в камеру.

Для регулирования расхода первичного воздуха имеется воздушный клапан *6*. Панель с эжектирующими соплами *8*, выполненными из полиэтилена, расположена над камерой первичного воздуха, образуя нижнюю часть смесительной камеры *11*. Материал и конструкция сопл способствуют глушению шума, создаваемого выходящими из них струями первичного воздуха.

В зависимости от расхода воздуха диаметр выходного отверстия сопл может быть 3,5; 4,5 или 5,5 мм. На входе рециркуляционного воздуха в теплообменники *15*, *16* установлен капроновый фильтр *17*. В теплообменник *16* в холодный и переходный периоды года подается горячая вода, а в теплообменник *15* в теплый период года — холодная. В зависимости от назначения, кондиционеры могут комплектоваться только одним теплообменником, в который попеременно подается холодная или горячая вода. Смесительная камера кондиционера заканчивается выходным патрубком *14*, представляющим собой обечайку из оцинкованной стали.

Кондиционер работает следующим образом. Первичный воздух от центрального кондиционера поступает в распределительную трубу, а затем в камеру. Из камеры через сопла воздух выходит со скоростью 15—18 м/с, эжектируя воздух кондиционируемого помещения.

Рециркуляционный воздух очищается от пыли в капроновом фильтре, в зависимости от времени года подогревается или охлаждается в теплообменниках и, смешиваясь с первичным воздухом в смесительной камере, поступает в помещение. Выпадающий при охлаждении и осушке рециркуляционного воздуха конденсат собирается в поддоне *18* и при необходимости отводится по трубопроводу, присоединенному через гибкий шланг, который надевается на штуцер *2*.

Для регулирования степени нагрева или охлаждения воздуха в теплообменниках предусмотрен воздушный клапан *10*, приводимый в движение через рычажную систему *12* при вращении рукоятки *13*. В левом крайнем положении клапан закрывает отверстие в задней стенке смесительной камеры. При перемещении клапана в направлении к теплообменникам в задней стенке образуется свободное сечение для поступления рециркуляционного воздуха в смесительную камеру помимо теплообменников. В зависимости от положения клапана изменяется соотношение расходов воздуха, проходящего через теплообменник и открытое сечение задней стенки, при этом общее количество смеси сохраняется постоянным. В крайнем правом положении клапан почти полностью перекрывает сечение для прохода рециркуляционного воздуха через теплообменники. Для устранения подсосов воздуха при перекрытии теплообменников клапаном в нижней части смесительной камеры установлена заслонка *9*, поворачивающаяся на двух осях. При движении клапана к теплообменникам заслонка поднимается и перекрывает нижнюю часть теплообменников. При обратном движении клапана заслонка опускается под действием собственного веса. Конструкция клапана позволяет регулировать расход воздуха через теплообменник и отверстие в задней стенке смесительной камеры только при вертикальной установке кондиционеров. При горизонтальной установке кондиционеров заслонка снимается, а воздушный клапан закрепляется болтами в положении, полностью закрывающем отверстие в задней стенке смесительной камеры.

В табл. IV.20 представлены технические данные неавтономных эжекционных кондиционеров.

Перед испытанием и наладкой эжекционных кондиционеров-доводчиков необходимо:

1. Проверить соответствие типа и числа эжекционных доводчиков, установленных в каждом кондиционируемом помещении, проекту.

2. Проверить соответствие проекту диаметра воздуховыпускных сопл.

3. Снять крепежные винты клапана *7* (см. рис. IV.48) и проверить плавность его хода.

4. При потолочном исполнении клапан *7* закрепить в крайнем положении у задней стенки смесительной камеры, а клапан *6* демонтировать.

5. Проверить наличие и состояние фильтра. При загрязнении фильтра снять его с кондиционера и промыть теплой водой с моющим средством, прополоскать в чистой воде, просушить, после чего установить на кондиционер.

6. Осмотреть теплообменники и сопла первичного воздуха. Поверхность теплообменников и сопла панели очищаются пылесосом. В случае сильного загрязнения и замасливания сопловые элементы очищаются «ершом».

Таблица IV.20. **Технические данные универсальных эжекционных кондиционеров-доводчиков**

Показатели	Тип кондиционера	
	КНЭ-У 1,2	КНЭ-У 0,8А
Производительность по первичному воздуху (кг/ч) при диаметре сопл, мм:		
3,5	80—140	55—90
4,5	150—210	100—140
5,5	180—270	120—180
Холодопроизводительность, ккал/ч, при разности температур окружающего воздуха и поступающей в теплообменник воды 14 °С и расходе холодной воды от 150 до 400 кг/ч для диаметров сопл, мм*:		
3,5	630—740	420—500
4,5	680—700	450—510
5,5	620—710	415—475
Теплопроизводительность, ккал/ч, при разности температур между поступающей в теплообменник водой и окружающим воздухом 50 °С и расходе воды от 50 до 250 кг/ч при диаметре сопл, мм:		
3,5	2500—2880	1600—1870
4,5	2800—3100	1870—2050
5,5	2500—2780	1600—1870
Теплопроизводительность, ккал/ч, на режимах естественной конвекции при расходе воды от 50 до 250 кг/ч и перепаде температур между водой, поступающей в теплообменник, и окружающим воздухом, °С:		
35	280—760	180—500
45	430—1160	280—770
55	625—1620	400—1000
Давление первичного воздуха перед кондиционером (не более), кгс/м²	40	40
Рабочее давление воды в теплообменниках, ати, не более	12	12
Число сопловых элементов	36	24
Габаритные размеры, мм:		
длина	1470	1070
высота без патрубка	485	485
глубина:		
с двухрядным теплообменником	200	200
с трехрядным теплообменником	240	240
Масса (не более), кг:		
с двухрядным теплообменником	31	21
с трехрядным теплообменником	35,5	25

* Данные соответствуют доводчику с двухрядным теплообменником. Для доводчика с трехрядным теплообменником (в трех- и четырехтрубных системах тепло- и холодоснабжения) двухрядный теплообменник подключается на холодную воду, а однорядный — на горячую, при этом в расчет холодопроизводительности вводится коэффициент 0,95. При расчете теплопроизводительности принимается коэффициент 0,4.

7. Проверить наличие и плотность прилегания резиновых заглушек *18*.

8. Произвести наладку центрального кондиционера, от которого поступает первичный воздух в доводчик.

9. Наладить систему теплохолодоснабжения.

10. Выполнить аэродинамическую регулировку сети воздуховодов центрального кондиционера с обеспечением проектных расходов воздуха по магистралям и ответвлениям. Аэродинамическая регулировка сети воздуховодов осуществляется при полностью открытых регулирующих клапанах, вмонтированных в доводчики.

11. Обследовать кондиционируемые помещения, устранить неплотности в соединениях оконных притворов. Проверить соответствие величины теплопотерь и тепловлагоизбытков, а также число обслуживающего персонала проекту. Величины теплопотерь и тепловыделений определяются либо составлением тепловлажностных балансов, либо расчетом. Если в результате проверки будет установлено, что величины выделений тепла, влаги, теплопотери или число людей в помещениях не соответствуют проектным данным, выполняют проверочный расчет эжекционных кондиционеров для определения возможности их использования при отличном от проектного режиме работы. Порядок выполнения проверочного расчета доводчика зависит от принятого проектом режима его работы.

Эжекционные кондиционеры-доводчики, как правило, применяются для одного из двух принципиально отличных режимов работы. В первом режиме работы первичный воздух используется как тепло- или хладоноситель. При этом, когда вода, поступающая в теплообменник является теплоносителем, то воздух — хладоноситель и наоборот. Для обеспечения такого режима работы кондиционера количество первичного воздуха рассчитывается на ассимиляцию теплоизбытков помещения, а горячая вода — на компенсацию теплопотерь и холода, вносимого первичным воздухом.

Кондиционеры в указанном режиме работы применяют для помещений с небольшими теплоизбытками — до 700 ккал/ч на типовой модуль длиной 3 м по наружной стене. При бо́льших теплоизбытках на их компенсацию требуется значительно большее количество приточного воздуха, что повышает эксплуатационные расходы.

Второй режим работы кондиционеров отличается от первого тем, что холодный первичный воздух подается в количестве, достаточном для обеспечения санитарной нормы. Теплообменники доводчика обеспечивают компенсацию теплопотерь в холодный период года и теплоизбытков в теплый. При обоих режимах работы отопление помещений в нерабочее время обеспечивается работой теплообменников в режиме так называемой естественной конвекции без подачи первичного воздуха в кондиционер.

В связи с тем что ежекционные кондиционеры не имеют индивидуальных устройств для увлажнения, оптимальная относительная влажность в помещениях достигается с помощью первичного воздуха. При осушении воздуха в поверхностном теплообменнике кондиционера в поддон выпадает конденсат, поэтому необходимо устраивать дренажную систему для его удаления. Выполнение функций по ассимиляции влагоизбытков возлагается на первичный воздух, который подается от центрального кондиционера с достаточно низким влагосодержанием.

Порядок поверочного расчета эжекционного кондиционера при первичном режиме работы

Поскольку первичный воздух является хладоносителем, его расход определяется при построении процесса обработки воздуха в теплый период года. Вначале определяется угловой коэффициент луча процесса ε.

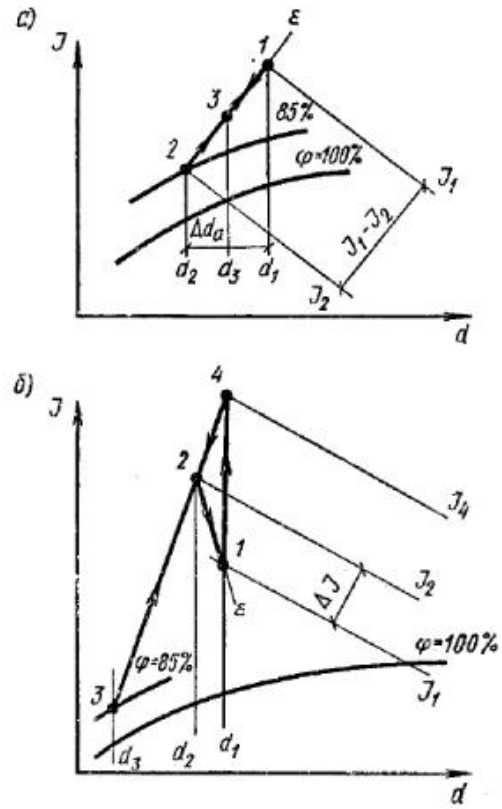


Рис. IV.49. *I—d*-диаграмма обработки воздуха в эжекционном кондиционере при первом режиме работы

а — теплый период года; *б* — холодный период года

Затем на *I—d*-диаграмме (рис. IV.49) наносится точка *1*, характеризующая расчетные параметры кондиционируемого помещения. Для определения параметров первичного воздуха через точку *1* проводится найденный луч процесса до пересечения с кривой относительной влажности 80—85%. Точка *2* характеризует параметры первичного воздуха на входе в кондиционер. Определив из построения разность энтальпий (точки *1* и *2*), находят расход первичного воздуха, необходимый для компенсации теплоизбытков:

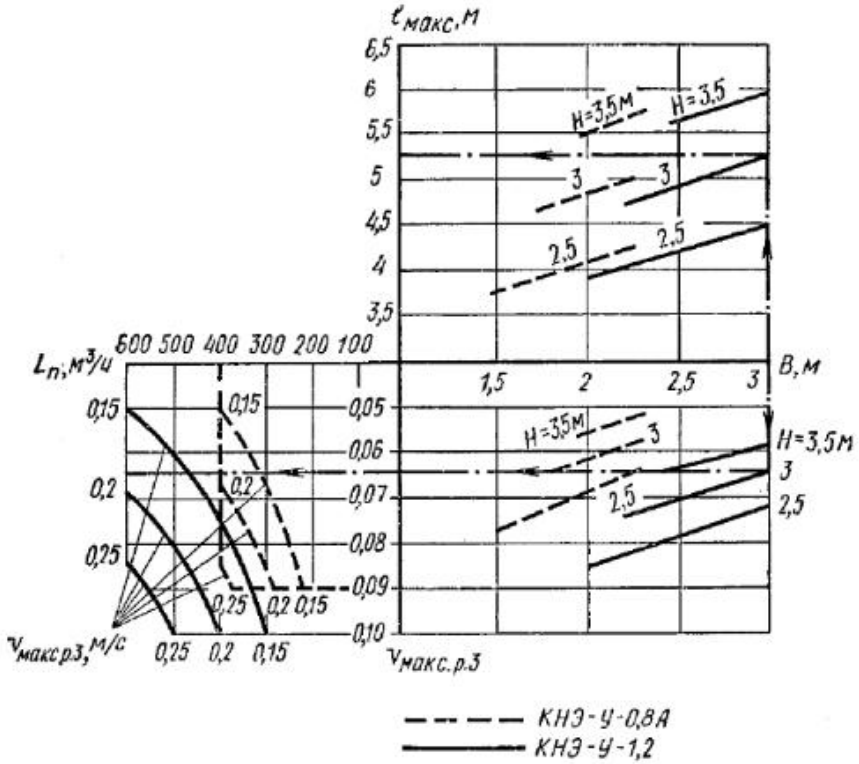
$$L_{\text{п}} = \frac{Q}{(I_1 - I_2)\,\rho_{\text{н}}}, \qquad \text{(IV.75)}$$

где $\rho_{\text{н}}$ — плотность первичного воздуха, кг/м³.

Найденный объем первичного (наружного) воздуха должен удовлетворять требованиям санитарных норм. Если при расчете ко-

личество свежего воздуха на одного человека будет меньше нормируемого, то его следует увеличить, исходя из требований норм.

Подача кондиционера по приточному воздуху определяется в зависимости от размеров помещения с учетом обеспечения нормируемой скорости движения воздуха в рабочей зоне по номограмме (рис. IV.50), составленной д-ром техн. наук О. Я. Кокориным и инж. Л. И. Ставницким.



КНЭ-У-0,8А

КНЭ-У-1,2

Рис. IV.50. Номограмма для определения производительности эжекционного кондиционера по приточному воздуху

$v_{макс\ р.з}$ — максимальная скорость движения воздуха в рабочей зоне

Правый верхний квадрат служит для определения максимальной глубины проникания приточной струи $l_{макс}$ в зависимости от типа ЭДК, высоты H и ширины помещения или модуля B. Если длина помещения больше глубины проникания приточной струи, то во внутреннюю зону подают воздух дополнительно. Нижний правый квадрат позволяет определить относительную максимальную скорость движения воздуха в рабочей зоне $v_{р.з}^{макс}$ обслуживаемого модуля. По найденному значению $v_{р.з}^{макс}$, задаваясь скоростью движения воздуха в рабочей зоне помещения $v_{р.з} > 0{,}15$—$0{,}2$ м/с, по нижнему левому квадрату определяют подачу кондиционера по приточному воздуху. Находят коэффициент эжекции $K_э = (L_{пр} - L_п)/L_п$. По объему приточного воздуха и коэффициенту эжекции по номограмме (рис. IV.51) подбирается ближайший диаметр сопл, при котором обеспечивается наименьшее отклонение от расчетного расхода приточного воздуха.

Для определения параметров приточного воздуха находится ассимиляционная разность влагосодержаний (см. рис. IV.48, *а*):

$$\Delta d_{ас} = \frac{d_1 - d_2}{1 + K_э} \qquad (IV.76)$$

и влагосодержание приточного воздуха:

$$d_з = d_1 - \Delta d_{ас}. \qquad (IV.77)$$

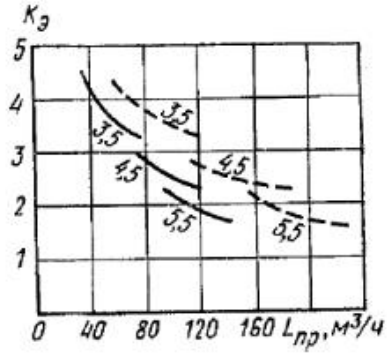


Рис. IV.51. Номограмма для определения диаметра сопл эжекционного кондиционера

На пересечении линии полученного влагосодержания с отрезком *1—2* находим точку *3*, характеризующую параметры приточного воздуха. Построение процесса обработки воздуха на *I—d*-диаграмме в холодный период года производится с нанесением луча процесса для холодного периода, проходящего через точку, характеризующую параметры воздуха помещения. Для определения количества приточного воздуха предварительно находят ассимиляционную разность энтальпий:

$$\Delta I = Q_{пот}/L_{пр}\,\rho_{пр}, \qquad (IV.78)$$

где $\rho_{пр}$ — плотность приточного воздуха для холодного периода года, ориентировочно принимается равной 1,18 кг/м³; $Q_{пот}$ — теплопотери помещения, ккал/ч.

По найденной энтальпии ΔI определяется энтальпия приточного воздуха

$$I_2 = I_1 + \Delta I. \qquad (IV.79)$$

Пересечения линии энтальпии I_2 с лучом процесса (точка *2*) характеризуют параметры приточного воздуха.

Параметры первичного воздуха на входе в кондиционер определяют по разности влагосодержаний:

$$\Delta d = (d_1 - d_2)(1 + K_э). \qquad (IV.80)$$

Точка пересечения линии влагосодержания первичного воздуха $d_п = d_1 - \Delta d$ с кривой $\varphi = 80$—85% (точка *3*) характеризует параметры первичного воздуха. Соединяя точки *2* и *3* прямой и продолжая ее до пересечения с вертикалью, проходящей через точку *1*, опреде-

ляют параметры рециркуляционного воздуха (точка 4) после его нагрева в теплообменнике.

Расчетная теплопроизводительность теплообменника кондиционера вычисляется по формуле

$$Q = Q_{\text{пот}} + G_{\text{н}} (I_1 - I_3), \qquad \text{(IV.81)}$$

а в режиме естественной конвекции

$$Q_{\text{к}} = Q_{\text{пот}} \frac{t_{\text{д}} - t_{\text{н.р}}}{t_1 - t_{\text{н.р}}}, \qquad \text{(IV.82)}$$

где I_1 и I_3 — соответственно энтальпия воздуха помещения и первичного, ккал/кг; $t_{\text{д}}$ — температура воздуха помещения при дежурном отоплении, °С; t_1 — температура воздуха помещения °С; $t_{\text{н.р}}$ — расчетная температура наружного воздуха °С.

Расход горячей воды ($W_{\text{г}}$) для режима естественной конвекции определяют по номограмме рис. IV.52 при максимально допустимом перепаде температур ($T_{\text{г}}$—$t_{\text{д}}$).

По найденному расходу горячей воды $W_{\text{г}}$ по номограмме рис. IV.53 определяется требуемый удельный показатель $A_{\text{т}}$.

Расчетная начальная температура горячей воды $T_{\text{г}}$ в режиме вынужденной конвекции находится по формуле

$$T_{\text{г}} = t_1 + \frac{Q}{A_{\text{т}} \rho}. \qquad \text{(IV.83)}$$

Промежуточная температура горячей воды на теплообменнике для построения температурного графика находится по формуле

$$T'_{\text{г}} = \left(\frac{t_1 - t'_{\text{н}}}{t_1 - t_{\text{н.р}}} \right) (T_{\text{г}} - 30) + 30, \qquad \text{(IV.84)}$$

где $t'_{\text{н}}$ — промежуточная температура наружного воздуха, °С.

Пример IV.15. По результатам обследования установлено, что в помещении число людей, влаговыделения, теплопотери и теплоизбытки не соответствуют проектным значениям.

В помещении находится 3 человека. Полные теплоизбытки $Q_{\text{изб}} = 600$ ккал/ч, теплопотери $Q_{\text{пот}} = 2100$ ккал/ч. Влаговыделения $W = 0{,}1$ кг/ч. В помещении установлен кондиционер типа КНЭ-У1,2 с трехрядным теплообменником.

Расчетные параметры воздуха помещения: в теплый период $t_1 = 24°$ С, $I_1 = 12{,}2$ ккал/кг; в холодный период $t_1 = 20°$ С, $I_1 = 8{,}4$ ккал/кг.

Расчетные параметры наружного воздуха: в теплый период $t_{\text{н}} = 29°$ С, $I_{\text{н}} = 10{,}6$ ккал/кг; в холодный период $t_{\text{н}} = -26°$ С, $I_{\text{н}} = 5{,}9$ ккал/кг.

Температура воздуха в помещении при дежурном отоплении $t_{\text{д}} = 15°$ С. Ширина помещения 3 м, высота 3 м.

Произвести поверочный расчет эжекционного кондиционера.

Решение. **Теплый период года.** Определяем луч процесса в помещении

$$\varepsilon_{\text{теп}} = \frac{Q_{\text{изб}}}{W} = \frac{600}{0{,}1} = 6000.$$

Проведя через точку 1, характеризующую параметры воздуха в помещении, луч процесса до пересечения с $\varphi = 85\%$, находим точку 2, характеризующую параметры первичного воздуха на входе в кондиционер: $t_2 = 16{,}5°$ С, $I_2 = 10{,}15$ ккал/кг, $d_2 = 10{,}2$ г/кг.

Определяем количество приточного воздуха в соответствии с требованиями санитарных норм: $L_{\text{тр}} = 3 \cdot 60 = 180$ м³/ч.

Необходимое количество наружного воздуха для ассимиляции теплоизбытков помещения равно:

$$L_{\text{н}} = \frac{600}{(12{,}2 - 10{,}15)\, 1{,}22} = 240 > 180 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

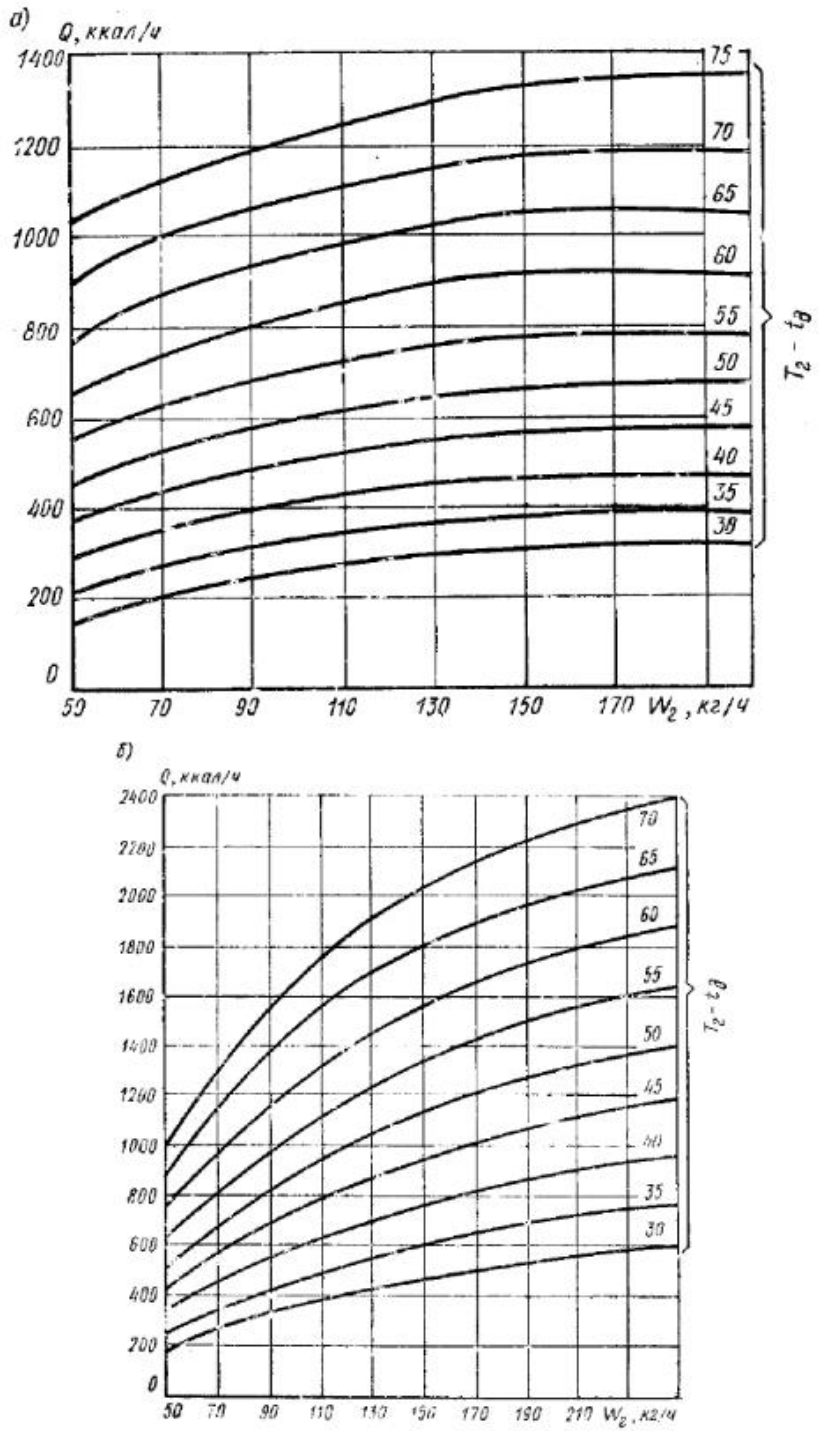


Рис. IV.52. Теплопроизводительность двухрядных теплообменников в режиме естественной конвекции

а — кондиционер КНЭ-У0,8; *б* — кондиционер КНЭ-У1,2

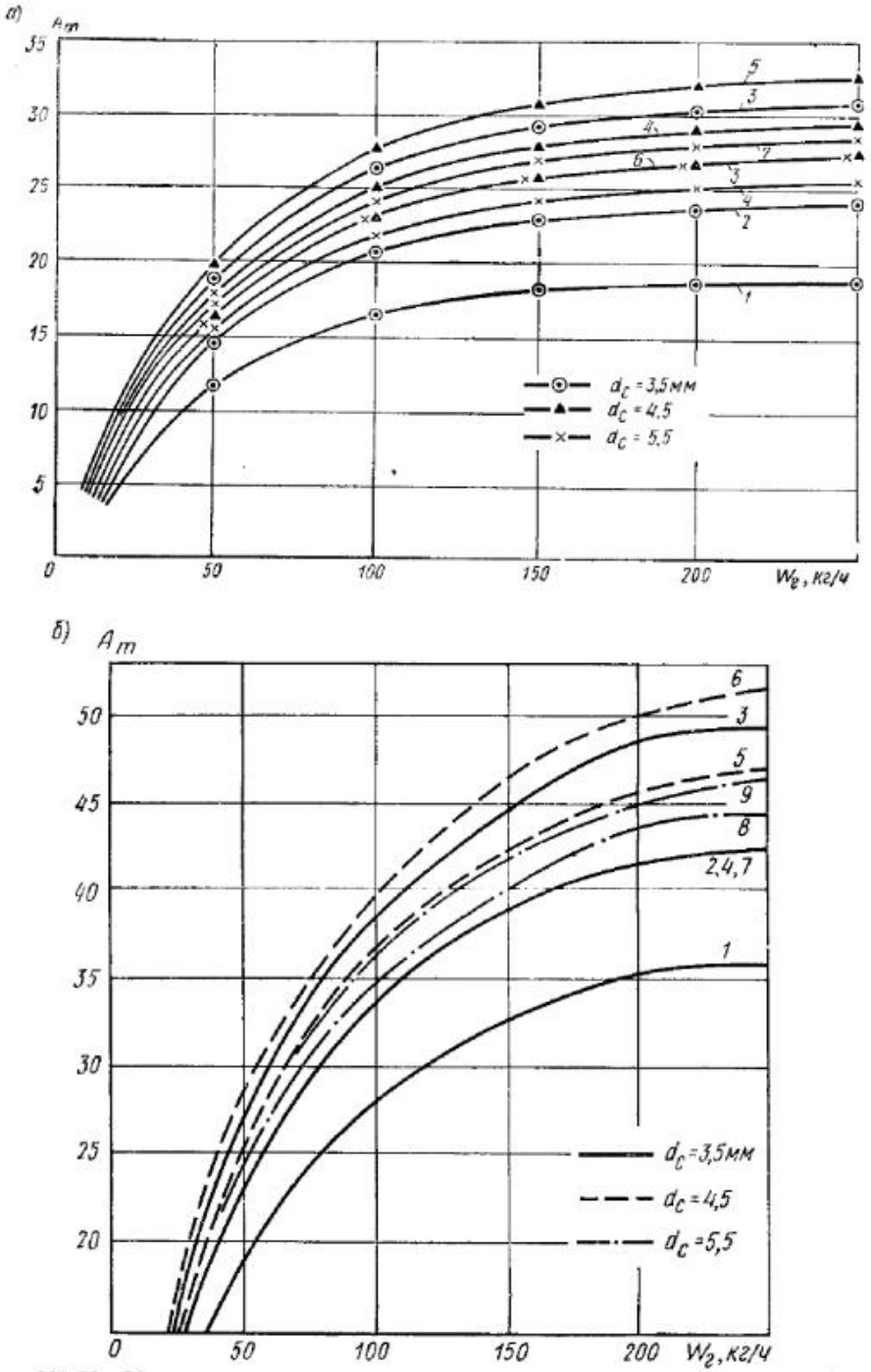


Рис. IV.53. Номограмма для определения удельного показателя A_m

а — двухрядный теплообменник КНЭ-У0,8; *1* — 47 кг/ч; *2* — 72; *3* — 96; *4* — 120; *5* — 144; *6* — 150; *7* — 180; *б* — то же, КПЭ-У1,2; *1* — 95 кг/ч; *2* — 120; *3* — 144; *4* — 44; *5* — 180; *6* — 215; *7* — 180; *8* — 233; *9* — 270

Так как $L_н > L_{тр}$ дальнейший расчет проводится для наружного воздуха в объеме 240 м³/ч, определяем глубину проникания приточной струи. На оси абсцисс номограммы (см. рис. IV.50) справа находим точку $B=3$ м, из нее проводим перпендикуляр до пересечения с отрезком $H=3$ и на оси ординат читаем значение $l^{макс} = 5{,}25$ м.

Определяем относительную максимальную скорость движения воздуха в рабочей зоне. Для этого через ось абсцисс и точку $B=3$ м проводим вниз перпендикуляр до пересечения с отрезком $H=3$ м и на оси ординат читаем $\upsilon^{макс}_{р.з} = 0{,}064$.

Задаемся значением максимальной скорости движения воздуха в рабочей зоне помещения $\upsilon^{макс}_{р.з} = 0{,}18$ м/с и из точки $\upsilon^{макс}_{р.з} = 0{,}064$ проводим горизонталь до пересечения с кривой $\upsilon = 0{,}18$ м/с. На оси абсцисс находим точку, характеризующую количество приточного воздуха, $L_{пр} = 600$ м³/ч.

Вычисляем коэффициент эжекции:

$$K_э = \frac{L_{пр} - L_н}{L_н} = \frac{600 - 240}{240} = 1{,}5.$$

По номограмме (рис. IV.50) в соответствии с объемом воздуха и коэффициентом эжекции подбираем диаметр сопл $d_c = 5{,}5$ мм.

Ассимиляционная разность влагосодержаний

$$\Delta d_{ас} = \frac{d_1 - d_2}{1 + K_э} = \frac{10{,}6 - 10{,}2}{1 + 1{,}5} = 0{,}16 \text{ г/кг}.$$

Влагосодержание приточного воздуха

$$d_3 = d_1 - \Delta d_{ас} = 10{,}6 - 0{,}16 = 10{,}44 \text{ г/кг}.$$

Точка, определяющая найденное влагосодержание на прямой *1—2*, характеризует параметры приточного воздуха: $t_2 = 33{,}2°$ С, $d_2 = 5{,}6$ г/кг.

Холодный период года. Луч процесса в помещении $\varepsilon_{хол} = \frac{-2100}{0{,}1} = -21000$.

Ассимиляционная разность энтальпий

$$\Delta I = \frac{Q_{пот}}{L_{пр}\rho_{пр}} = \frac{2100}{600 \cdot 1{,}18} = 3 \text{ ккал/кг}.$$

Энтальпия приточного воздуха

$$I_2 = I_1 + \Delta I = 8{,}4 + 3 = 11{,}4 \text{ ккал/кг}.$$

Точка с найденной энтальпией, лежащая на луче процесса $\varepsilon_{хол}$, характеризует параметры приточного воздуха: $t_2 = 33{,}2°$ С; $d_2 = 5{,}6$ г/кг.

Расчетная разность влагосодержаний внутреннего и первичного воздуха в холодный период

$$\Delta d = (d_1 - d_2)(1 + K_э) = (5{,}9 - 5{,}6)(1 + 1{,}5) = 0{,}75 \text{ г/кг}.$$

Влагосодержание первичного воздуха

$$d_п = d_1 - \Delta d = 5{,}9 - 0{,}75 = 5{,}15 \text{ г/кг}.$$

Точка пересечения линии влагосодержания первичного воздуха с кривой $\varphi = 80\%$ характеризует параметры первичного воздуха: $t_3 = 7{,}2°$ С, $I_3 = 4{,}8$ ккал/кг. Точка, лежащая на пересечении линии *2—3* и вертикали, проходящей через точку 1, характеризует параметры рециркуляционного воздуха: $t_4 = 44°$ С, $I_4 = 14{,}2$ ккал/кг.

Расчетная теплопроизводительность теплообменника кондиционера

$$Q = Q_{пот} + L_н \rho_3 (I_1 - I_3) =$$
$$= 2100 + 240 \cdot 1{,}242 (8{,}4 - 4{,}8) = 3\,173 \text{ ккал/ч}.$$

Теплопроизводительность теплообменника в режиме естественной конвекции

$$Q_к = Q_{пот} \frac{t_д - t_{н.р}}{t_1 - t_{н.р}} = 2100 \frac{15 + 26}{20 + 26} = 1872 \text{ ккал/ч},$$

Расход горячей воды для режима естественной конвекции определяем по номограмме (см. рис. IV.52) при максимально допустимом перепаде температур $T_г - t_д$:

$$T_г - t_д = 65\ °C; \quad W_г = 190\ кг/ч.$$

Расчетная температура горячей воды в режиме естественной конвекции

$$T_г = 65 + t_д = 65 + 15 = 80\ °C.$$

Удельный показатель $A_т$ определяют по номограмме (см. рис. IV.53) при

$$G_н = L_н \rho_з = 240 \cdot 1,242 = 298\ кг/ч;$$

$$A_т = 47.$$

Расчетная начальная температура горячей воды в режиме вынужденной конвекции

$$T_г = t_1 + \frac{Q}{A_т\ \rho_г} = 20 + \frac{3173}{47 \cdot 1,158} = 78,3\ °C.$$

Температура горячей воды, подающейся на теплообменники при $t'_н = 0°$ С:

$$T'_г = \frac{t_1 - t'_н}{t_1 + t_{н.р}} (T_г - 30) + 30 =$$

$$= \frac{20}{20 - (-26)} (78,3 - 30) + 30 = 51\ °C.$$

Порядок поверочного расчета эжекционного кондиционера при втором режиме работы

При втором режиме работы эжекционного кондиционера количество первичного воздуха подсчитывается исходя из обеспечения санитарной нормы. Общий расход приточного воздуха при этом оп-

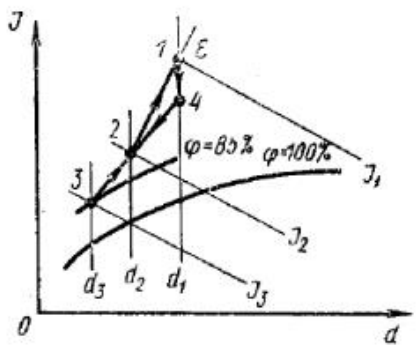


Рис. IV.54. *I—d*-диаграмма обработки воздуха в эжекционном кондиционере при втором режиме работы

ределяется по номограмме (см. рис. IV.50). Процесс обработки воздуха на *I—d*-диаграмме вначале строится для теплого периода года. Для этого на *I—d*-диаграмме (рис. IV.54) наносится точка *1*, характеризующая параметры воздуха кондиционируемого помещения, и через нее проводится линия луча процесса. Параметры приточного воздуха определяются по разности энтальпии воздуха в помещении и приточного воздуха

$$\Delta I_{ас} = Q_{изб} / L_{пр} \rho_{пр}, \qquad (IV.85)$$

где $Q_{изб}$ — расчетные теплоизбытки, ккал/ч; $\rho_{пр}$ — плотность приточного воздуха в расчетном режиме для теплого периода года (ориентировочно $\rho_{пр} = 1,22$ кг/м³).

Энтальпия приточного воздуха находится как разность $I_2 = I_1 - \Delta I_{ас}$. Пересечение луча процесса с линией энтальпии (точка *2*) характеризует параметры приточного воздуха. Параметры первичного воздуха находятся по расчетной разности влагосодержаний воздуха помещения и первичного воздуха из формулы IV.80.

По разности $d_1 - \Delta d$ определяется влагосодержание первичного воздуха $d_з$. Пересечение линии влагосодержания $d_з$ с кривой $\varphi = 80-85\%$ (точка *3*) характеризует параметры первичного воздуха. Положение точки *4*, характеризующей состояние рециркуляционного воздуха после его охлаждения в теплообменнике кондиционера, определяют, соединяя точки *3* и *2* прямой и продолжая ее до пересечения с вертикалью, проведенной через точку *1*.

Охладительную нагрузку на теплообменник определяют с учетом холода, вносимого первичным воздухом:

$$Q = Q_{изб} - Q_н (I_1 - I_з). \qquad (IV.86)$$

Построение процесса обработки воздуха на *I—d*-диаграмме и расчет для холодного периода года выполняют аналогично рассмотренному для первого режима работы кондиционера.

По результатам поверочного расчета делается вывод о возможности использования установленных эжекционных кондиционеров и осуществляется их испытание и наладка. При испытании и наладке эжекционных кондиционеров измеряют температуру и расход первичного воздуха, выходящего из сопл. На сопло надевают резиновый шланг, соединенный с микроманометром, по показаниям которого определяют статическое давление воздушного потока. Измерения производят не менее чем у трех сопл по длине смесительной камеры кондиционера и вычисляют среднее значение давления. По результатам измерения давления вычисляют расход первичного воздуха, истекающего из сопл кондиционера, по формуле

$$L_п = \Sigma f_с\ 3600 \sqrt{\frac{H_с\ 2g\ 0,9}{\rho_п}}, \qquad (IV.87)$$

где $\Sigma f_с$ — суммарная площадь отверстий сопл в эжекционном кондиционере, м²; $\rho_п$ — плотность первичного воздуха, кг/м³; $H_с$ — статическое давление воздушного потока на соплах, кгс/м².

Расчетное количество первичного воздуха регулируется клапаном *3* (рис. IV.48) путем вращения гайки, расположенной в смесительной камере кондиционера. При вращении гайки по часовой стрелке расход первичного воздуха уменьшается, при вращении против часовой стрелки — увеличивается.

Сняв направляющую решетку, установленную в подоконнике в сечении выходного патрубка кондиционера, крыльчатым или термоанемометром измеряют скорость движения приточного воздуха, температуру и его расход $L_{пр}$. Расход приточного воздуха определяют при крайнем левом положении клапана *6* (см. рис. IV.48).

По найденным значениям $L_п$ и $L_{пр}$ вычисляют коэффициент эжекции $K_э$.

Полученный коэффициент эжекции сравнивают с данными каталога (см. рис. IV.51). При расхождении фактического значения ко-

эффициента эжекции с каталогом более чем на 20% производят чистку оребрения теплообменников и фильтра, затем повторяют измерения.

После выполнения работ по аэродинамической регулировке эжекционного доводчика проводят теплотехнические испытания. Теплотехнические испытания выполняют для определения тепло- и холодопроизводительности теплообменников при расчетных параметрах поступающей в них воды. Перед проведением работ обязательно очищают фильтры регулирующих клапанов, установленных на трубопроводах тепло- и хладоносителя всех кондиционеров, и настраивают регуляторы клапанов таким образом, чтобы полностью открылся проход холодной воды (при испытании на холодопроизводительность) или проход горячей воды (при испытании на теплопроизводительность). Клапаны *6* (см. рис. IV.48) устанавливают в крайнее левое положение. При этом отрегулировать работу центрального кондиционера следует так, чтобы температура первичного воздуха, выходящего из сопла кондиционера, соответствовала проектному значению.

Испытание по определению холодопроизводительности теплообменников выполняют при проектных параметрах холодной воды и воздуха в помещении, в установившемся режиме работы кондиционера. При отсутствии в помещении расчетных тепло- и влаговыделений допускается имитация переносными нагревательными приборами. Охлаждение в теплообменниках должно протекать без осушки воздуха.

Испытание выполняют в следующей последовательности:

измеряют температуру и относительную влажность воздуха на входе в теплообменник, на выходе из доводчика, а также температуру и относительную влажность воздуха на выходе из сопл — измеряют температуру воды на входе и выходе из теплообменника.

По результатам измерений строится на *I—d*-диаграмме процесс обработки воздуха в эжекционном кондиционере (рис. IV.55). На поле диаграммы наносятся точка *1*, характеризующая параметры воздуха на входе в теплообменник, точка *2*, характеризующая параметры первичного воздуха, и точка *3*, характеризующая параметры воздуха на выходе из эжекционного кондиционера. Через точки *2* и *3* проводится прямая, а из точки *1* — перпендикуляр. Точка *4* — пересечение прямой с перпендикуляром — характеризует параметры воздуха после теплообменника.

Холодопроизводительность теплообменника определяется по формуле

$$Q_{\text{х}} = G_{\text{рец}} (I_1 - I_4), \qquad \text{(IV.88)}$$

где $G_{\text{рец}}$ — масса рециркуляционного воздуха, кг; I_1 и I_4 — соответственно энтальпия воздуха на входе и выходе из теплообменника, ккал/кг.

Объем холодной воды, поступающей в теплообменник, находят по формуле

$$W_{\text{х}} = \frac{Q_{\text{х}}}{t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}}, \qquad \text{(IV.89)}$$

где $t_{\text{вх}}$ и $t_{\text{вых}}$ — соответственно температура воды на входе и выходе из теплообменника, °С.

Если по результатам испытаний установлено, что количество воды, поступающей в теплообменник, ниже проектного, следует

устранить причины: очистить от засоров трубопроводы и фильтры, исправить регулирующий клапан. Если при проектном расходе воды через теплообменник его холодопроизводительность значительно ниже проектной, следует очистить от грязи и отложения солей внутреннюю поверхность трубок теплообменника.

Испытание по определению теплопроизводительности выполняется в холодный или переходный период года при параметрах тепло-

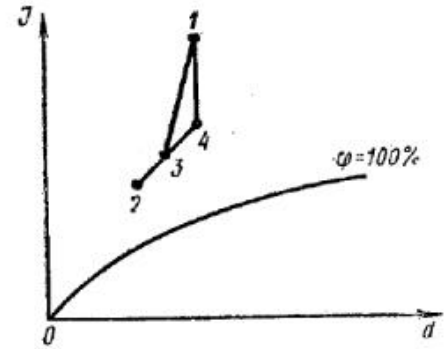


Рис. IV.55. Построение на диаграмме *I—d*-процесса обработки воздуха в эжекционном кондиционере по результатам испытаний на холодопроизводительность

носителя, соответствующих графику температур. Методика проведения испытаний аналогична методике проведения испытаний теплообменников на холодопроизводительность.

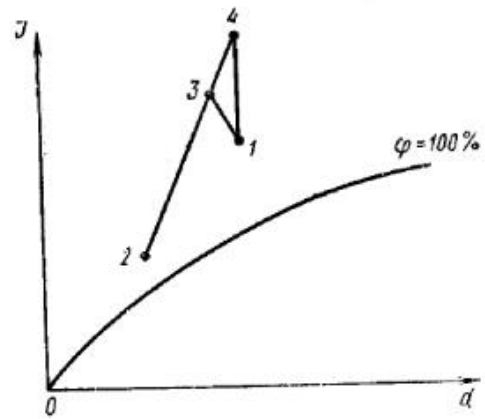


Рис. IV.56. Построение на *I—d*-диаграмме процесса обработки воздуха в эжекционном кондиционере по результатам испытаний на теплопроизводительность

По результатам выполненных измерений строится на *I—d*-диаграмме процесс обработки воздуха в эжекционном кондиционере (рис. IV.56). На поле диаграммы наносятся точка *1*, характеризующая параметры воздуха на входе в теплообменник, точка *2*, характеризующая параметры первичного воздуха, и точка *3*, характеризующая параметры воздуха на выходе из кондиционера. Через точки *2* и *3* проводится прямая, а через точку *1* — перпендикуляр до пересечения с прямой. Точка *4* характеризует параметры воздуха после теплообменника.

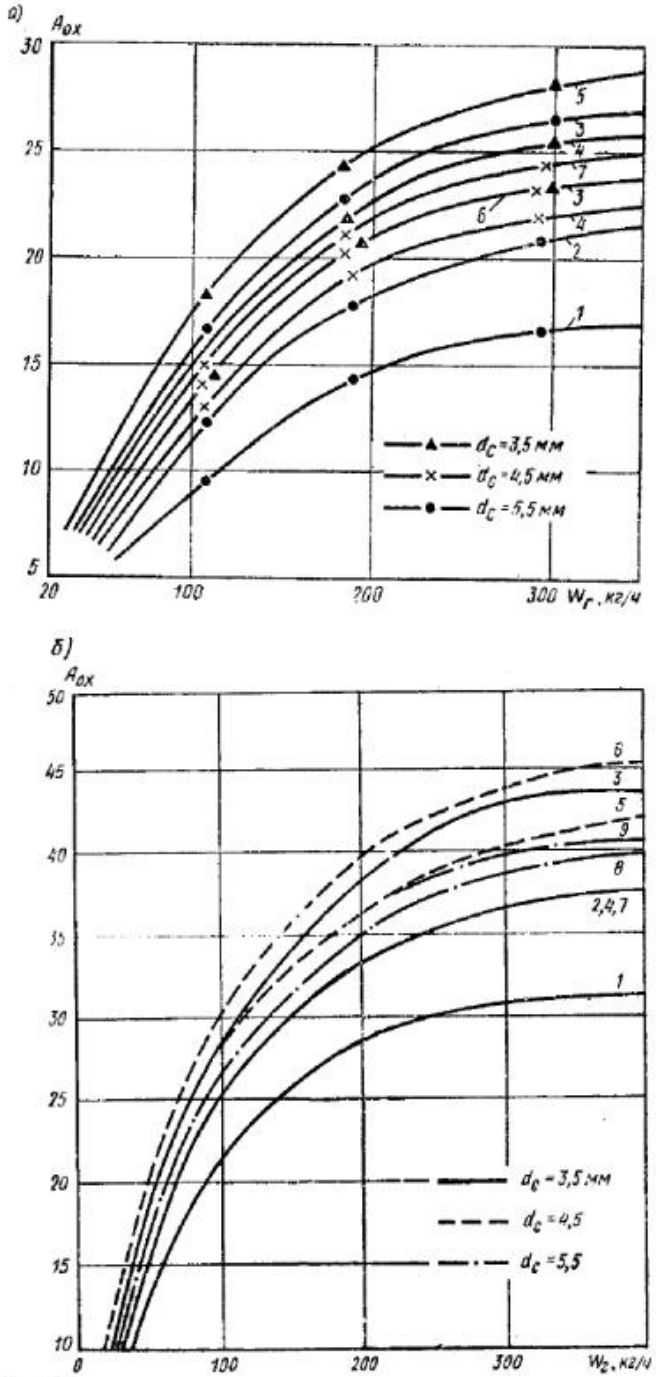


Рис. IV.57. Номограмма для определения удельного показателя A_{ox} двухрядного теплообменника кондиционера

а — КНЭУ-0,8А: *1* — 48 кг/ч; *2* — 72; *3* — 96; *4* — 120; *5* — 144; *6* — 150; *7* — 180; *б* — КНЭУ-1,2: *1* — 96 кг/ч; *2* — 120; *3* — 144; *4* — 144; *5* — 180; *6* — 216; *7* — 180; *8* — 233; *9* — 270

Теплопроизводительность теплообменника определяют по формуле

$$Q_т = G_{рец}(I_4 - I_1).$$

Количество горячей воды, поступающей в теплообменник, находят по формуле

$$W_г = Q_т/(t_{вх} - t_{вых}). \qquad (IV.90)$$

Если по результатам испытаний будет установлено, что количество воды, поступающей в теплообменник (или его теплопроизводительность при расчетном расходе воды), меньше проектной, то выполняются работы, аналогичные изложенным выше. В том случае, когда испытания теплообменника осуществлялись при температуре теплоносителя ниже расчетного значения, производится пересчет теплопроизводительности кондиционера

Если по результатам испытания эжекционного доводчика будет установлено, что его холодопроизводительность ниже проектной, выполняется расчет, в результате которого определяется требуемый расход и температура холодной воды для чего:

1) вычисляют начальную температуру холодной воды

$$t_{в.н} = t_р - 2°\,C,$$

где $t_р$ — температура точки росы рециркуляционного воздуха;

2) находят требуемый удельный показатель холодопроизводительности теплообменника

$$A_{охл} = \frac{Q_х}{\rho_1 (t_1 - t_{в.н})}; \qquad (IV.91)$$

3) определяют расход холодной воды $G_х$ через теплообменник по номограмме (рис. IV.57) по значениям A_{ox}, $G_н$, d_c.

IV.4. ИСПЫТАНИЕ И НАЛАДКА АВТОНОМНЫХ АГРЕГАТНЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ

Автономным считается кондиционер со встроенной в агрегат холодильной машиной. Дополнительно, в зависимости от назначения, кондиционеры могут быть укомплектованы устройствами для получения тепла — электронагревателями или водяными калориферами — и для увлажнения воздуха. Автономные кондиционеры в зависимости от способа охлаждения конденсатора холодильной машины делятся на кондиционеры с воздушным и водяным охлаждением. В кондиционерах с воздушным охлаждением конденсатор холодильной машины обдувается индивидуальным вентилятором. Для кондиционеров с водяным охлаждением конденсатора вода подводится извне. Промышленностью выпускаются кондиционеры с воздушным охлаждением для установки в оконных проемах жилых и общественных зданий, а также для установки в кабинах машин и оборудования.

На рис. IV.58 показана принципиальная схема оконного автономного кондиционера «Азербайджан» с воздушным охлаждением конденсатора. Внутренняя перегородка *11*, стенки которой покрыты теплозвуковой изоляцией, делит кондиционер на два отсека. В наружном отсеке размещены следующие элементы: герметичный ком-

прессор *4*, электродвигатель *3*, воздушный конденсатор *1* и осевой вентилятор *2*. Во внутреннем отсеке размещаются воздушный фильтр *9*, испаритель *7* и центробежный вентилятор *6*. Все элементы кондиционера заключены в общий кожух *5*. Кондиционер устанавливается в оконном или стеновом проеме таким образом, чтобы наружный отсек сообщался с атмосферным воздухом, а внутренний отсек выступал в обслуживаемое помещение. Через неподвижные жалюзи наружный воздух засасывается во внутренний отсек. Часть наружного воздуха через отверстие *10* в перегородке *5* поступает к центробежному вентилятору. Основное количество наружного воздуха нагнетается осевым вентилятором через конденсатор.

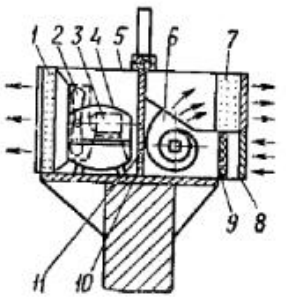


Рис. IV.58. Принципиальная схема оконного автономного кондиционера

Центробежный вентилятор через решетку *8* засасывает рециркуляционный воздух и частично наружный. Смесь воздуха очищается в фильтре *9* и выходит со стороны оребрения испарителя. Работа холодильного компрессора осуществляется по команде датчика, контролирующего температуру воздуха в обслуживаемом помещении. Дросселирование холодного агента от давления конденсации до давления испарения осуществляется в капиллярной трубке.

В табл. IV.21 приведены технические данные наиболее распространенных оконных автономных кондиционеров с воздушным охлаждением, выпускаемых отечественной промышленностью.

Таблица IV.21. Технические данные оконных автономных кондиционеров

Тип кондиционера	Подача по воздуху, м³/ч	Холодопроизводительность, ккал/ч	Потребляемая мощность, кВт	Уровень шума, дБ	Масса, кг	Габаритные размеры, мм		
						ширина	высота	глубина
БК-1500	420	1500	1	50÷56	51	600	400	585
БК-2500	620	2500	1,6	53—58	63	660	460	615
«Азербайджан-4М»	450	1600	1	—	70	675	410	420
«Азербайджан-5»	450	2200	1,2	—	69	675	420	430

Испытание автономных оконных кондиционеров производится в теплый период при расчетной или близкой к расчетной температуре наружного воздуха и воздуха в помещении. Целью испытания является определение производительности кондиционера по воздуху и холоду. Перед испытанием кондиционера необходимо: очистить от грязи оребрение конденсатора и испарителя (продуть сжатым воздухом), демонтировать воздушный фильтр и очистить пылесосом от пыли. При значительном загрязнении промыть фильтр в теплой воде с добавлением моющих средств. Если конструкцией кондиционера предусмотрена заслонка для регулирования подачи свежего (наружного) воздуха в помещение, испытание следует производить при ее полном закрытии.

Испытание кондиционера выполняют в установившемся режиме его работы. При испытании во всасывающей и нагнетающей решетках кондиционера измеряются параметры и скорость движения воздуха, забираемого из помещения и подаваемого в него.

По результатам испытания определяют: количество подаваемого в помещение воздуха; количество поступающего в помещение свежего наружного воздуха для кондиционеров, не имеющих заслонки, по формуле

$$G_{\text{нар}} = G_{\text{пр}} - G_{\text{рец}}, \qquad \text{(IV.92)}$$

где $G_{\text{пр}}$ и $G_{\text{рец}}$ — соответственно количество воздуха, подаваемого и забираемого (рециркуляционного) из помещения, кг/ч.

Количество наружного воздуха для кондиционеров «Азербайджан» может быть принято без расчета в размере 10% подачи центробежного вентилятора. При наличии заслонки для перекрытия наружного воздуха холодопроизводительность испарителя определяется по формуле

$$Q = G_{\text{пр}} (I_1 - I_2), \qquad \text{(IV.93)}$$

где I_1 и I_2 — соответственно энтальпия воздуха на входе в рециркуляционную решетку и на выходе из кондиционера, ккал/кг.

При отсутствии заслонки холодопроизводительность определяется по формуле

$$Q = G_{\text{пр}} (I_{\text{см}} - I_2), \qquad \text{(IV.94)}$$

где $I_{\text{см}}$ — энтальпия смеси наружного и рециркуляционного воздуха определяется из построения процесса смешения воздуха на I—d-диаграмме.

Если по результатам испытаний будет установлено, что технические характеристики кондиционера не соответствуют паспортным, необходимо произвести его ремонт в специализированных мастерских.

В кабинах крановщиков устанавливаются крановые кондиционеры КТ1-4 с воздушным охлаждением конденсатора. Кондиционеры КТ1-4 должны обеспечивать требуемые санитарными нормами параметры воздуха в кабинах мостовых электрических кранов. Кондиционеры КТ1-4 выпускаются в трех вариантах в зависимости от источника электропитания. Для кондиционеров КТ1-4 предусмотрено питание от сети переменного трехфазного тока частотой 50 Гц, линейным напряжением 380 В: КТ1-4,2 — исполнение для сети переменного трехфазного тока частотой 60 Гц; КТ1-4,3 — исполнение для сети постоянного тока напряжением 220 В.

Кондиционер КТ1-4 (рис. IV.59) выполнен в виде шкафа, в котором размещено технологическое и вспомогательное оборудование для обработки воздуха. В верхнем отделении шкафа расположены: испаритель *2*, центробежный вентилятор *3*, фильтр рециркуляционного и наружного воздуха, компрессор *5* (в кондиционере, работающем на переменном токе, применен бессальниковый компрессор). В кондиционере, работающем на постоянном токе, применены сальниковый компрессор, терморегулирующий вентиль *4* и поддон для сбора конденсата. В нижнем отделении размещены конденсатор *1*, осевой вентилятор *7* подачи воздуха для охлаждения конденсата, ресивер *8* и фильтр-осушитель *6*.

Температура в кабине крановщика контролируется с помощью установленного в ней датчика температур, который включает холодильную машину при повышении и выключает при понижении тем-

пературы воздуха в кабине. В качестве холодильного агента применен «Хладон-142», обладающий хорошими свойствами для работы в условиях высокой температуры конденсации. Технические данные кондиционеров приведены в табл. IV.22.

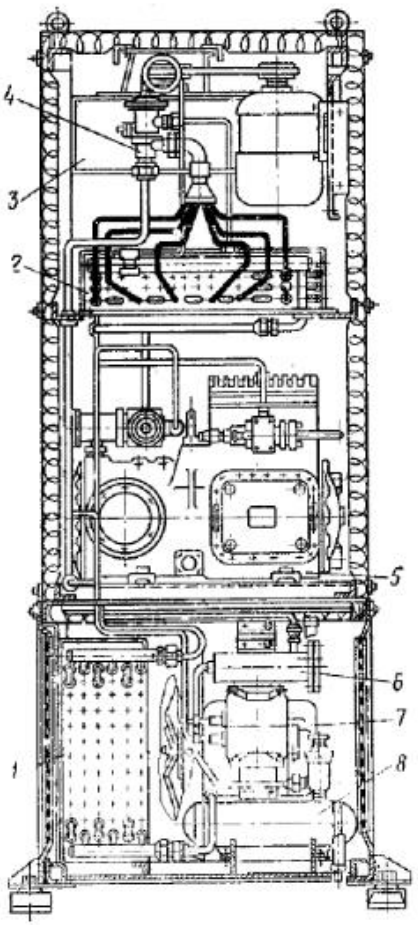


Рис. IV.59. Крановый кондиционер КТ-1,4

Испытание и наладка кондиционера проводятся в установившемся режиме работы кондиционера в любой период года. Целью проведения испытания и наладки кондиционера является достижение требуемой подачи по воздуху и холоду. Перед испытанием необходимо выполнить все работы, обеспечивающие нормальное действие холодильной установки, и проверить:

герметичность кабины и устранить выявленные неплотности;

соответствие тепловой изоляции кабины требованиям проекта;

натяжение приводного ремня центробежного вентилятора. Прогиб середины приводного ремня от усилия большого пальца руки должен составлять 10—15 мм.

Оребрение конденсатора и испарителя

При загрязнении очистить продувкой сжатым воздухом. Далее следует осмотреть воздушные фильтры и при необходимости промыть их 10%-ным содовым раствором при температуре 60—70° С.

Настроить датчик на требуемую температуру воздуха помещения. Пустить кондиционер в работу.

Нормальная работа кондиционера характеризуется следующим:

воздух, подаваемый в кабину на 8—12° С, ниже температуры воздуха внутри кабины;

компрессор и вентилятор работают без посторонних шумов;

работа кондиционера циклична (датчик температуры периодически включает и выключает компрессор и осевой вентилятор конденсатора). Центробежный вентилятор при этом работает непрерывно;

показания манометра не выше 12,5 кгс/см², а мановакуумметра — 0,5—1 кгс/см².

При испытании кондиционера измеряют расход и параметры воздуха в приточном, рециркуляционном воздуховодах, а также в воздуховоде наружного воздуха. Обработка результатов испытания вы-

Таблица IV.22. **Технические данные кондиционеров КТ1-4,1; КТ-4,2; КТ1-4,3**

Показатели	КТ1-4,1	КТ1-4,2	КТ1-4,3
Холодопроизводительность при $t_{конд}$=75 °С; $t_{исп}$=10 °С и при температуре воздуха на входе в кондиционер 30 °С, ккал/ч		3000	
Подача по воздуху, м³/ч		1600	
В том числе наружного, м³/ч		40—75	
Свободное давление, кгс/м²		25	
Ток	Переменный трехфазный 50 Гц	Переменный трехфазный 60 Гц	Постоянный
Напряжение, В:			
в силовой цепи	Линейное 380	Линейное 220	220
в цепи управления и сигнализации	380	220	220
Установленная мощность, кВт	5,1	4,3	5,15
Объем хладона-142 кг	5	5	5
Объем хладонового масла ХФ12-18 в системе, кг	3	3	3
Габаритные размеры корпуса кондиционера, мм:			
высота		1800	
ширина		690	
глубина		690	
Масса кондиционера с пультом управления, кг		455	

Примечание. Допускаются отклонения от номинальных значений по холодопроизводительности и по воздуху 10%. Отклонение холодопроизводительности в бо́льшую сторону не ограничивается.

полняется по методике, изложенной для оконных автономных кондиционеров. Если при нормальном состоянии воздушных фильтров испарителя и приводных ремней подача вентилятора ниже 900 м³/ч, необходимо уменьшить аэродинамическое сопротивление приточных и рециркуляционных воздуховодов.

В табл. IV.23 приведены технические данные автономных общепромышленных кондиционеров с водяным охлаждением конденсатора.

Перед испытанием кондиционера необходимо:

1) очистить от грязи оребрение испарителя и поверхность калориферов (продуть сжатым воздухом);

2) очистить от грязи воздушные фильтры. Сетчатые фильтры промыть в ванне, заполненной водой с 10%-ным раствором каустической соды, затем промыть в чистой воде и просушить. После просушки фильтр смазать индустриальным маслом 12 или 20 и выдержать в вертикальном положении не менее 2 ч для удаления излишков масла. Волокнистые фильтры очистить пылесосом, при сильном загрязнении — промыть в теплой воде с добавкой моющих средств;

3) проверить натяжение клиновых ремней;

4) полностью открыть клапан наружного воздуха;

Таблица IV.23. Технические данные автономных кондиционеров

Показатели	Тип кондиционера								
	КА-6А	КТ-2	КСИ-12А, КСИ-12Б	КС-25А	КС-35	КС-50	КВ1-17	КТА-1-25, ЭВМ-01
Холодопроизводительность, ккал/ч	7500	5000	13 000	25 000	35 000	50 000	17 000	25 000
Производительность по воздуху, м³/ч	1700	1600	3 600	5 000	7 000	10 000	4 000	6 300
Теплопроизводительность:								
электронагревателей, ккал/ч	—	4100	—	—	9 400	15 000	—	11 500
калориферов при использовании воды 95—70 °С от централизованного источника тепла	—	8000	—	—	—	—	—	—
Свободное давление воздуха, кгс/м²	—	—	25	8	15	15	30	30
Холодоноситель	Хладон-12							Хладон-22
Установленная мощность, кВт	3,2	6,7	12	8,7	16,8	22,8	8,5	30,5
Расход охлаждающей воды, м³/ч	1,2	0,4	2,5	4	7	9,3	3,8	6,5
Габаритные размеры, мм:								
высота	1400	1230	1900	2000	1840	1990	1800	1960
ширина	950	1200	1200	1350	1580	1980	1200	1200
глубина	510	500	900	930	1040	1130	500	860
Масса, кг	330	220	900	940	1500	2000	540	1160

5) выполнить все необходимые работы, для обеспечения нормального действия холодильной машины;

6) определить требуемую температуру испарения хладагента.

Для определения температуры испарения строится процесс обработки воздуха на *I—d*-диаграмме (рис. IV.60). Через точку *2*, характеризующую параметры воздуха кондиционируемого помещения, проводится прямая луча процесса в нем, а затем точка *2* соединяется прямой с точкой *1*, характеризующей параметры наружного воздуха. По отношению количеств наружного и рециркуляционного

Рис. IV.60. *I—d*-диаграмма. Процесс обработки воздуха в автономном кондиционере

воздуха находится точка *3*, характеризующая параметры смеси. Энтальпию приточного воздуха после кондиционирования определяют из выражения

$$I_4 = I_2 - (Q_{изб}/G), \qquad (IV.95)$$

где $Q_{изб}$ — теплоизбытки помещения, ккал/ч; G — количество приточного воздуха, кг/ч.

Пересечение прямого луча процесса с линией I_4 (точка *4*) характеризует параметры приточного воздуха. Отложив на вертикали, проведенной через точку *4*, значение нагрева воздуха в вентиляторе и воздуховоде, получаем параметры воздуха после воздухоохладителя (точка *5*). Процесс охлаждения и осушения воздуха в кондиционере изобразится прямой *3—5*. Средняя температура поверхности воздухоохладителя характеризуется точкой *6* — пересечение продолжения прямой *3—5* с кривой φ=100%.

Расчетная холодопроизводительность кондиционера определяется из выражения

$$Q_x = G(I_3 - I_5); \qquad (IV.96)$$

температура испарения хладагента зависит от значения коэффициента влаговыпадения $K_в$.

Коэффициент влаговыпадения определяется по формуле

$$K_в = \frac{I_3 - I_5}{c(t_3 - t_5)}, \qquad (IV.97)$$

где c — теплоемкость воздуха, ккал/(кг·°С); I_3, I_5; t_3, t_5 — соответственно энтальпия и температура воздуха до и после воздухоохладителя (см. рис. IV.60).

Температура испарения хладагента определяется по номограмме (рис. IV.61) в зависимости от $t_з$ $t_в$ и $K_в$. На оси абсцисс номограмм нанесены значения температуры воздуха перед воздухоохладителем, на оси ординат справа — средняя температура поверхности воздухоохладителя, слева — температура испарения хладагента. Для ориентировочных расчетов номограмма может быть использована для определения температуры испарения хладагента кондиционеров КСИ-12, КС-35, КС-50, КТА-25, ЭВМ-0,1, а также КА-6, КТ-2,

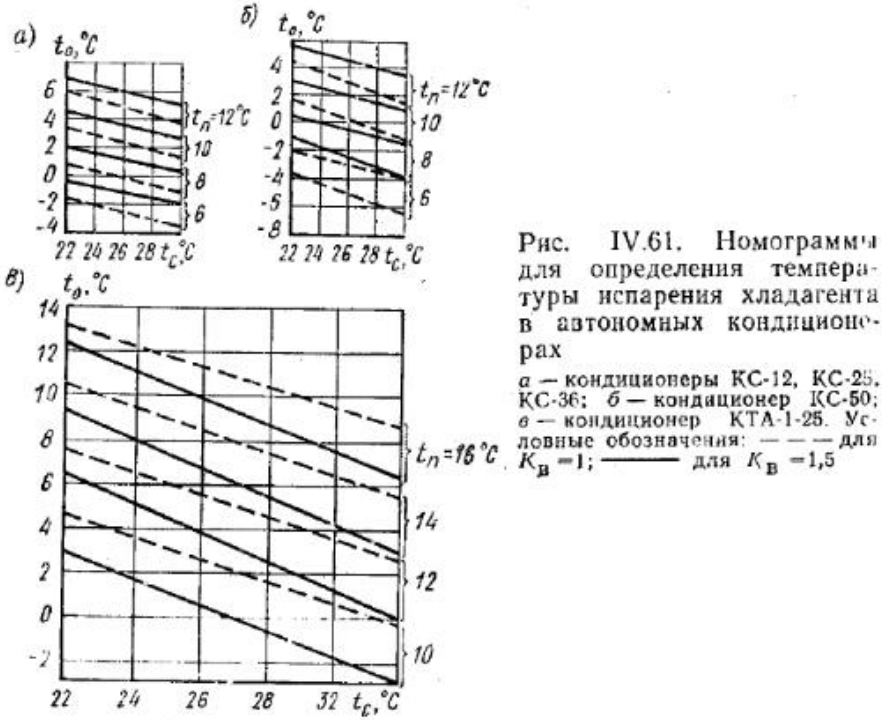


Рис. IV.61. Номограммы для определения температуры испарения хладагента в автономных кондиционерах

а — кондиционеры КС-12, КС-25, КС-36; *б* — кондиционер КС-50; *в* — кондиционер КТА-1-25. Условные обозначения: — — — для $K_в$ =1; ——— для $K_в$ =1,5

КВI-17. По найденной температуре хладагента производится настройка терморегулирующего вентиля холодильной машины.

Пример IV.18. С помощью кондиционера КС-35 необходимо обеспечить поддержание температуры и относительной влажности воздуха в помещении: t_2=22° С, φ_2=50%. Луч процесса в помещении ε=3000. Расчетные параметры наружного воздуха: t_1=30° С, φ_1=45° С, I_1=14,8 ккал/кг.

Теплоизбытки в помещении Q=24 750 ккал/ч. Количество рециркуляционного воздуха $G_{рец}$ = 6 600 кг/ч. Количество наружного воздуха $G_{нар}$=1650 кг/ч. Величина нагрева воздуха в вентиляторе и воздуховодах 1,5° С. Требуется определить температуру испарения хладагента.

Решение. По соотношению количеств наружного и рециркуляционного воздуха на I—d диаграмме (рис. IV.60) находим точку *3*, характеризующую параметры смеси:

$$\frac{l_{1-3}}{l_{2-3}} = \frac{G_{общ}}{G_{нар}}; \quad l_{2-3} = 56\,\frac{1650}{6600+1650} = 11{,}2 \text{ мм}.$$

Параметры точки *3*: t_3=23,5° С, I_3=11,2 ккал/кг, φ_3=50%.

2. Определяем параметры точки *4*:

$$I_4 = I_2 - \frac{Q_{изб}}{G_{общ}} = 10{,}4 - \frac{24\,750}{1650+6600} = 7{,}4 \text{ ккал/кг}.$$

Точка *4* находится на пересечении линии теплосодержания I_4 с лучом процесса в помещении: t_4=12° С; φ_4=86%.

3. Определяем параметры точки *5*. Проведя вертикаль через точку *4* и отложив на ней 1,5° С вниз от точки *4*, находим местоположение точки *5*:

$$t_5 = 12 - 1{,}5 = 10{,}5\ °\text{C}; \quad \varphi_5 = 95\%; \quad I_5 = 7{,}05 \text{ ккал/кг}.$$

4. Определяем температуру в точке *6*, которая находится на пересечении линии, проведенной через точки *3* и *5*: кривая φ=100%, t_6=9,2° С.

5. Коэффициент влаговыпадения

$$K_в = \frac{I_3 - I_5}{c\,(t_3 - t_5)} = \frac{11{,}2 - 7{,}05}{0{,}24\,(23{,}5 - 10{,}5)} = 1{,}33.$$

6. Температуру испарения хладагента определяем по номограмме t_0=3,8° С.

IV.5. ИСПЫТАНИЕ И НАЛАДКА СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Общие сведения

Комплекс технических средств, с помощью которых осуществляется кондиционирование воздуха, называется системой кондиционирования. В систему кондиционирования воздуха входят кондиционер, сеть воздуховодов, насосы и трубопроводы тепло- и холодоносителя, местные увлажнители, осушители, подогреватели, охладители, а также средства автоматического регулирования, контроля и управления.

В отдельных случаях, когда все технические средства кондиционирования воздуха собраны в кондиционере, понятия система кондиционирования воздуха и кондиционер однозначны.

В зависимости от расположения кондиционеров по отношению к обслуживаемым помещениям системы делятся на центральные и местные. Центральными называются системы, в которых кондиционер установлен вне обслуживаемых помещений. Система может обслуживать одно или несколько помещений, а также отдельные их зоны. Центральные системы могут оборудоваться как неавтономными, так и автономными кондиционерами. Местными называются системы, кондиционер которых расположен непосредственно в обслуживаемом помещении. Такие системы, как правило, комплектуются автономными кондиционерами.

В зависимости от характера производственных вредных веществ, выделяющихся в помещениях, системы кондиционирования воздуха проектируют прямоточными или с рециркуляцией. Системы с рециркуляцией подразделяются на одновентиляторные и двухвентиляторные. В одновентиляторных системах кондиционирования рециркуляционный воздух забирается одним приточным вентилятором.

Двухвентиляторные системы оборудуются дополнительным вентилятором для перемещения рециркуляционного воздуха. По сравнению с одновентиляторным двухвентиляторные системы кондиционирования воздуха удобней в эксплуатации и расходуют меньше электроэнергии, если сопротивление рециркуляционных воздуховодов больше сопротивления воздуховода наружного воздуха. В этом случае один вентилятор должен обеспечить преодоление сопротивления проходу воздуха рециркуляционного воздуховода, кондиционера и приточных воздуховодов. При двух вентиляторах разность между сопротивлениями рециркуляционного воздуховода и участка

наружного воздуха преодолевается рециркуляционным вентилятором перемещающим меньше воздуха, чем приточный вентилятор.

Кроме того, системы с двумя вентиляторами создают меньше шума, так как вентиляторы работают при более низких давлениях, чем в одновентиляторных системах. Системы, как правило, работают с постоянным или переменным объемом наружного и рециркуляционного воздуха, что позволяет использовать холод наружного воздуха.

Максимальный расход наружного воздуха определяется из условия обеспечения: подачи санитарной нормы свежего воздуха; подпора для предотвращения перетекания воздуха в кондиционируемое помещение из смежных; компенсации местной механической вытяжки.

В зависимости от места входа в кондиционер рециркуляционного воздуха системы подразделяются на системы с первой и второй рециркуляцией.

В системе с первой рециркуляцией воздух из кондиционируемого помещения поступает в кондиционер до оросительной камеры или поверхностного воздухоохладителя, в системах со второй рециркуляцией — после оросительной камеры или поверхностного воздухоохладителя.

По способу достижения требуемых параметров воздуха в кондиционируемых помещениях системы делятся на три основные группы: воздушные, водовоздушные и комбинированные. Воздушными называются системы, когда достижение требуемых параметров осуществляется только подаваемым воздухом от кондиционера. Водовоздушными называются системы, когда в кондиционируемое помещение подается не только воздух, но и вода, несущая тепло или холод (системы с эжекционными доводчиками). Комбинированная система обеспечивает требуемые параметры в помещении с помощью дополнительных средств, таких как системы доувлажнения, лучистого охлаждения, установка дополнительных автономных кондиционеров непосредственно в помещениях и др.

Воздушные системы кондиционирования могут быть одно- и двухканальными. В одноканальных системах воздух от кондиционера поступает в помещения с параметрами, обеспечивающими создание искусственного климата. В двухканальных системах по одному каналу подается теплый, а по второму — холодный воздух. Достижение требуемых параметров в кондиционируемом помещении осуществляется смешением в нужной пропорции теплого и холодного воздуха.

Одноканальные системы бывают однозональные и многозональные. Однозональные системы обслуживают одно помещение или одну зону. Многозональные обслуживают несколько помещений или зон. При этом поддержание требуемых параметров в помещениях осуществляется, как правило, установкой зонального подогревателя или устройств для уменьшения количества подаваемого воздуха.

Водовоздушные системы в зависимости от схемы тепло- и холодоснабжения теплообменников эжекционных доводчиков делятся на двух-, трех- и четырехтрубные.

По периоду действия системы кондиционирования подразделяются: на круглогодовые, обеспечивающие поддержание требуемых параметров воздуха в помещении в течение всего года; для теплового периода, необходимые только охлаждения и осушения воздуха; для холодного периода, осуществляющие только нагрев и увлажнение воздуха.

По способу регулирования параметров воздуха в помещениях системы кондиционирования могут быть с качественным, количественным и количественно-качественным регулированием. При качественном регулировании поддержание требуемых параметров воздуха в помещениях осуществляется изменением параметров приточного воздуха. При количественном регулировании достижение требуемых параметров осуществляется изменением количества подаваемого воздуха. При количественно-качественном регулировании изменяются как количество, так и параметры приточного воздуха.

Системы кондиционирования воздуха с первой рециркуляцией

Принципиальная схема одновентиляторной системы кондиционирования воздуха с постоянной первой рециркуляцией представлена на рис. IV.62. Смешение наружного и рециркуляционного воздуха происходит в смесительной секции до фильтра. Клапаны наружного

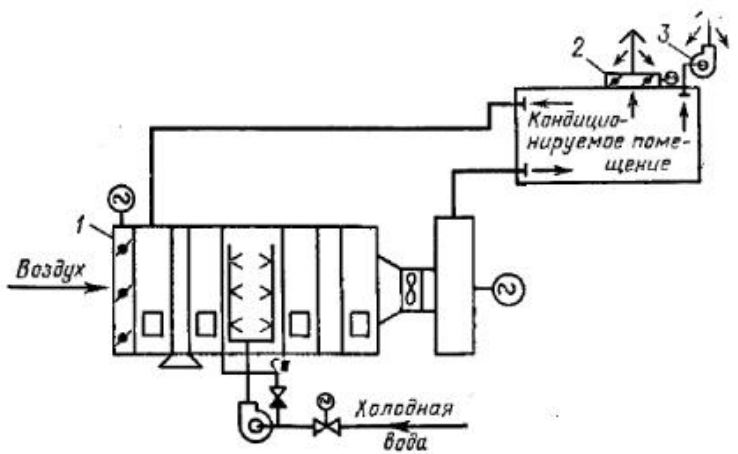


Рис. IV.62. Одновентиляторная система кондиционирования воздуха с постоянной первой рециркуляцией

воздуха *1* и выбросной шахты *2* при работе кондиционера либо полностью открыты, либо установлены под определенным углом. С выключением вентилятора клапаны *1* и *2* закрываются. Избыточный воздух из помещения удаляется вытяжной системой *3* либо выдавливается через естественную шахту *2*. Аэродинамическое испытание и наладка системы производятся следующим образом:

1. При полностью открытых клапанах *1* и *2*, закрытом направляющем аппарате вентилятора подключить приборы для измерения силы тока электродвигателя (при наличии гидро- или индукторной муфты. Частота вращения шкива привода должна быть минимальной). Постепенно открывать направляющий аппарат или повышать частоту вращения муфты до достижения допустимой силы тока в обмотке электродвигателя.

2. В контрольной точке сети воздуховодов измерить подачу кондиционера. При превышении подачи добиться проектного значения,

прикрыв направляющий аппарат или уменьшив частоту вращения шкива муфты.

3. Произвести аэродинамическую регулировку на проектные расходы вытяжной системы *3*.

4. Измерить расход рециркуляционного воздуха. Если расход меньше проектного, постепенно прикрывать клапан *1* до обеспечения проектного расхода рециркуляционного воздуха. Если измеренный расход рециркуляционного воздуха больше проектного, произвести регулировку установкой диафрагмы в месте выхода канала рециркуляционного воздуха в смесительную секцию.

5. Выполнить аэродинамическую регулировку сети приточных воздуховодов на проектные или пропорционально уменьшенные расходы воздуха (при подаче вентилятора меньше проектной).

6. Измерить подачу или полное давление вентилятора кондиционера, произвести анализ полученных результатов, выявить и устранить причины неудовлетворительной его работы:

несоответствие аэродинамического сопротивления воздуховодов проектному значению;

несоответствие характеристики работы вентилятора кондиционера по каталогу;

повышенное сопротивление элементов кондиционера (загрязнение оребренной площади поверхности калориферов, значительное отложение солей жесткости на пластинах сепаратора, загрязнение фильтра).

7. При проектной подаче системы кондиционирования воздуха и вытяжной установки проверить наличие подпора в кондиционируемом помещении, исключающего перетекание воздуха из смежных помещений. Если воздух из помещения удаляется через естественную шахту, проверку выполняют при полностью открытом клапане *2*. Проверка производится следующим образом:

открывают один из дверных проемов кондиционируемого помещения;

измеряют с помощью анемометра по высоте дверного проема скорость движения воздуха и его направление (направление движения воздуха определяется с помощью задымления).

Если по результатам проведенных испытаний установлено, что через дверной проем воздух из смежных помещений поступает в кондиционируемое помещение, то прикрывают клапан *2* или уменьшают вытяжку до обеспечения движения воздуха по всей площади дверного проема из кондиционируемого помещения в смежные.

Если по технологическим причинам нельзя уменьшить вытяжку, то уменьшают количество рециркуляционного воздуха. При уменьшении количества рециркуляционного воздуха следует обращать внимание на то, чтобы при расчетных параметрах наружного воздуха точка смеси не попадала в зону тумана на поле *I—d*-диаграммы.

8. Ограничить ход исполнительных механизмов, обеспечивающий при полном открытии поворот створок клапанов *1* и *2* на требуемый угол.

На рис. IV.63 представлена принципиальная схема одновентиляторной системы кондиционирования воздуха с переменной первой рециркуляцией.

Соотношение расходов наружного и рециркуляционного воздуха регулируется клапанами *1* и *2*. Система при расчетных параметрах холодного периода года работает с максимумом рециркуляционного и минимумом наружного. При этом клапан *2* полностью открыт, а

клапан *1* находится в положении, обеспечивающем пропуск расчетного минимума наружного воздуха. С повышением температуры наружного воздуха клапан *1* постепенно открывается, увеличивая проход свежего, а клапан *2* прикрывается, уменьшая проход рециркуляционного воздуха. При энтальпии наружного воздуха, равной энтальпии точки росы центрального кондиционера, рециркуляция не требуется — клапан *1* полностью открыт, а клапан *2* закрыт.

Воздух из помещения может удаляться за счет естественной тяги через шахту или механической вытяжкой. При этом должно обес-

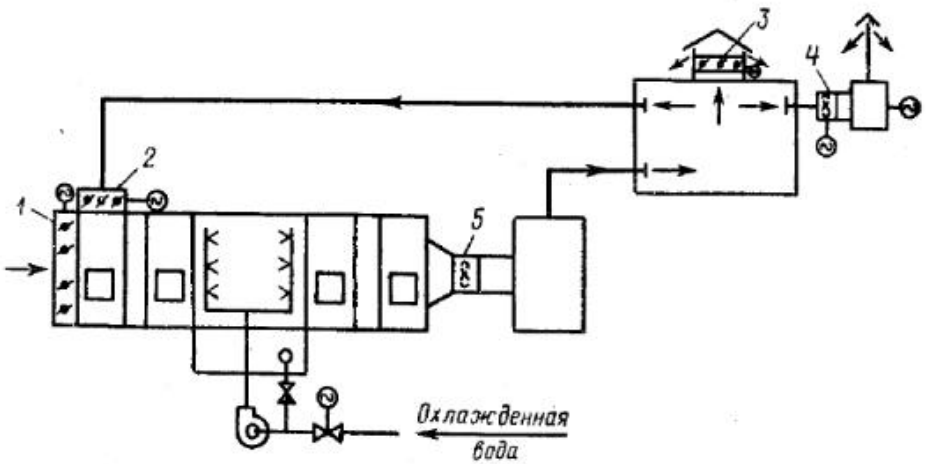


Рис. IV.63. Одновентиляторная система кондиционирования воздуха с переменной первой рециркуляцией

печиваться синхронное увеличение или уменьшение количества удаляемого из помещения воздуха в зависимости от количества потребляемой кондиционером рециркуляции.

Аэродинамическое испытание и наладка системы производятся следующим образом:

1. При полностью открытом клапане *1* и закрытом клапане *2*, открытых направляющих аппаратах *4*, *5* или полностью открытом клапане *3* измеряется сила тока обмотки электродвигателей приточного и вытяжного вентиляторов и выполняется аэродинамическая регулировка приточной и вытяжной систем.

2. После регулировки системы измеряется подача и полный напор вентиляторов.

3. Полностью открывается клапан *2* и закрываются клапаны *1*, *3*, оставив между створками щель порядка 10 мм, закрывается на 90% направляющий аппарат *4*. Измеряется количество рециркуляционного воздуха. Если количество рециркуляционного воздуха меньше проектного, постепенно прикрывается клапан *1* до достижения требуемого расхода рециркуляционного воздуха.

4. Измеряется подача и полное давление вентилятора кондиционера. Полученные значения сравнивают с результатами испытания вентилятора при работе кондиционера на одном наружном воздухе. Если подача вентилятора колеблется, определяют: приведет ли изменение подачи вентилятора к нарушению параметров воздуха в кон-

дикционируемом помещении, а также к увеличению потребления тепла и холода. Если в результате анализа устанавливают, что колебание подачи вентилятора в данных пределах недопустимо, разрабатывают рекомендации по уравниванию аэродинамического сопротивления каналов наружного и рециркуляционного воздуха.

5. При проектной подаче воздуха системы кондиционирования воздуха, проверяют наличие подпора в кондиционируемом помещении и определяют зависимость работы исполнительных механизмов клапана *3* или направляющего аппарата *4* от работы клапанов наружного и рециркуляционного воздуха кондиционера.

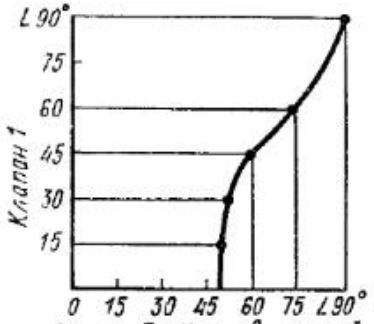


Рис. IV.64. График работы клапанов системы кондиционирования воздуха с первой рециркуляцией

Наличие подпора в помещении проверяется по вышеизложенной методике при максимальном проектном расходе рециркуляционного воздуха и минимальном — наружного воздуха. Обеспечение равномерной скорости движения воздуха из кондиционируемого помещения в смежное по всей площади дверного проема достигается постепенным прикрытием створок клапана *3* или направляющего аппарата *4*. В том случае, если при полном закрытии клапана и направляющего аппарата не будет достигнут требуемый подпор, производится герметизация оконных и дверных проемов помещений, и в случае необходимости увеличивается количество наружного воздуха, потребляемого кондиционером.

Зависимость работы исполнительных механизмов клапана *3* или направляющего аппарата *4* от работы клапана *1* строится в виде графика (рис. IV.64). Для построения графика весь диапазон рабочего хода, створок клапанов разбивается на пять равных углов по 15° каждый. При этом угол 0° — положение полностью открытого клапана. Створки клапана наружного воздуха последовательно устанавливают от положения, при котором проходит минимум наружного воздуха под углом 75, 60, 45, 30, 15 и 0°. При этом на соответствующий угол поворачиваются створки клапана рециркуляционного воздуха. В каждом положении створок клапанов *1* и *2* (см. рис. IV.63) регулируют подпор в помещении открытием на определенный угол створок клапана *3* или направляющего аппарата *4*. Клапан или направляющий аппарат открывается на столько, чтобы скорость движения воздуха в дверном проеме при данном положении клапанов наружного и рециркуляционного воздуха кондиционера соответствовала скорости при их первоначальном положении.

Полученная зависимость работы клапанов должна быть учтена при наладке автоматики кондиционера.

Иногда возможно регулировать расходы наружного и рециркуляционного воздуха одним рециркуляционным клапаном при постоянно открытом клапане наружного воздуха, что позволяет значительно упростить автоматику и улучшить качество регулирования.

Возможность регулирования соотношения расходов наружного

и рециркуляционного воздуха одним рециркуляционным клапаном определяется следующим образом:

1. Измеряют аэродинамическое сопротивление всей системы P при расчетном потреблении рециркуляционного воздуха.

2. Находят аэродинамическое сопротивление рециркуляционного канала при проходе через него расчетного количества воздуха, $P_{\text{р макс}}$. Аэродинамическое сопротивление рециркуляционного канала складывается из сопротивления самого рециркуляционного канала и регулирующего клапана.

3. Рассчитывают подачу кондиционера при работе его только на наружном воздухе (рециркуляционный клапан полностью закрыт, положение клапана наружного воздуха не изменяется).

4. Определяют колебание подачи вентилятора. Если подача вентилятора колеблется выше установленных пределов, производится расчет и разрабатываются рекомендации по уменьшению аэродинамического сопротивления канала рециркуляционного воздуха.

Расчет выполняют методом последовательного приближения.

1. Принимают аэродинамическое сопротивление рециркуляционного канала при проходе через него расчетного количества воздуха на 30—40% меньше фактического. Сопротивление наружного канала при проходе через него расчетного минимума свежего воздуха должно быть равно сопротивлению рециркуляционного канала при проходе через него расчетного максимума воздуха $P_{\text{н.мин}} = P_{\text{р.макс}}$.

2. Определяют аэродинамическое сопротивление канала наружного воздуха при проходе через него максимума воздуха $P_{\text{н.макс}} = P_{\text{н.мин}} n^2$, где n — отношение максимального расхода наружного воздуха минимальному.

3. Находят, насколько повысилось сопротивление системы $P_1 = P + P_{\text{н.макс}} - P_{\text{н.мин}}$ и по характеристике определяют новую подачу вентилятора. Если его подача уменьшилась в установленных пределах, то определяется возможность уменьшения аэродинамического сопротивления рециркуляционного канала. Если снижение подачи вентилятора превышает установленный предел, расчет производится вновь при уменьшении на 50—60% аэродинамического сопротивления рециркуляционного канала.

Пример IV.17. По результатам испытаний кондиционера, укомплектованного центробежным вентилятором Ц4-76-16 при частоте вращения его 550 об/мин, установлено, что при регулировании соотношений наружного и рециркуляционного воздуха одним клапаном рециркуляционного канала колебание подачи вентилятора составляет 15% при допустимом значении 10%. Аэродинамическое сопротивление системы при максимальном расчетном расходе рециркуляционного воздуха $P = 100$ кгс/м²; аэродинамическое сопротивление рециркуляционного канала при проходе через него расчетного максимума воздуха $P_{\text{макс}} = 8$ кгс/м²; отношение максимального количества наружного воздуха к минимальному $n = 1/0{,}6 = 1{,}66$; проектная подача вентилятора 82 873 м³/ч.

Определить требуемое сопротивление рециркуляционного канала.

Решение. 1. Принимаем аэродинамическое сопротивление рециркуляционного канала $P_{\text{р макс}} = 5$ кгс/м².

2. Определяем аэродинамическое сопротивление наружного канала при проходе через него максимума наружного воздуха.

$$P_{\text{н.макс}} = P_{\text{н.мин}} n^2 = 5 \cdot 1{,}66^2 = 13{,}7 \text{ кгс/м}^2.$$

3. Находим, насколько увеличилось сопротивление системы

$$P_1 = P + (P_{\text{н.макс}} - P_{\text{н.мин}}) = 100 + (13{,}7 - 5) = 108{,}7 \text{ кгс/м}^2.$$

4. По характеристике вентилятора находим, что его подача станет равной 75 000 м³/ч. Подача вентилятора уменьшилась 9,5%, что удовлетворяет установленному пределу допустимых колебаний. Следовательно, возможно осу-

ществить регулирование соотношений наружного и рециркуляционного воздуха одним клапаном при сопротивлении рециркуляционного канала 5 кгс/м².

На рис. IV.65 представлена принципиальная схема двухвентиляторной системы кондиционирования с переменной первой рециркуляцией. Воздух забирается рециркуляционным вентилятором и нагнетается в кондиционер по каналу *4* либо выбрасывается в атмосферу по каналу *2*. Как правило, подача рециркуляционного вентилятора *1* несколько ниже вентилятора кондиционера, в резуль-

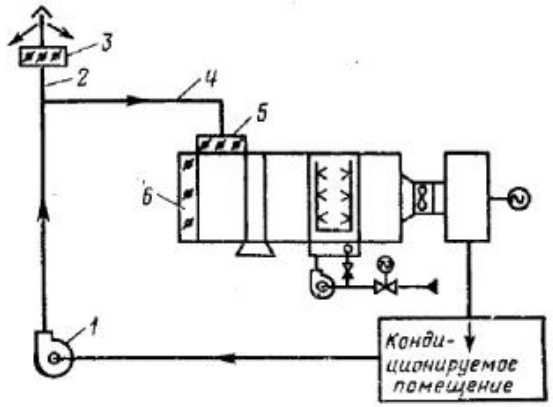


Рис. IV.65. Двухвентиляторная система кондиционирования воздуха с переменной первой рециркуляцией

тате чего достигается создание подпора в помещении. Регулирование расходов наружного рециркуляционного и выбрасываемого воздуха, как правило, осуществляется тремя клапанами (*3*, *5*, *6*), установленными в соответствующих каналах. В том случае, если требуется уменьшить количество рециркуляционного воздуха, подаваемого в кондиционер, клапан *5* прикрывается, а клапаны *3* и *6* открываются и наоборот.

Аэродинамическое испытание и наладка системы производятся следующим образом:

1. Произвести при полностью открытых клапанах *3*, *6* и закрытом клапане *5* аэродинамическую регулировку системы приточных воздуховодов кондиционирования и рециркуляционного вентилятора на проектные расходы воздуха.

2. Открыть клапан *5*, с помощью клапанов *3* и *6* достичь проектного минимума объемов выбрасываемого и наружного воздуха.

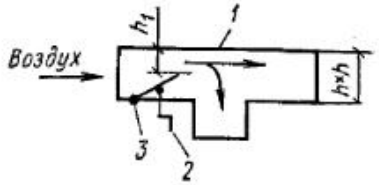
3. Измерить подачу рециркуляционного вентилятора. Полученное значение сравнить с результатом испытания вентилятора при работе его только в выбросной канал. Если подача вентилятора увеличилась выше допустимого предела, снизить ее, прикрыть клапаны *3* и *5*. Если подача вентилятора снизилась, необходимо разработать рекомендации по уменьшению аэродинамического сопротивления канала *4*.

4. Измерить подачу вентилятора кондиционера и сравнить с подачей вентилятора при работе кондиционера на одном наружном воздухе. Если подача вентилятора увеличилась выше допустимого значения, прикрыть клапан *6* до достижения проектной подачи вентилятора.

5. Проверить наличие подпора в кондиционируемом помещении по методике, изложенной выше. Обеспечение равномерного движения воздуха из кондиционируемого помещения по всей площади дверного проема достигается увеличением количества наружного воздуха, забираемого кондиционером.

Полученные при аэродинамической регулировке предельные углы поворота створок регулирующих клапанов учитываются при наладке системы авторегулирования. Регулирование соотношений наружного и рециркуляционного воздуха тремя клапанами требует

Рис. IV.66. Тройник с регулируемым поджатием сечения канала



устройства сложной системы автоматики. Кроме того, практически невозможно добиться полного согласования расходных характеристик регулирующих клапанов *3*, *5*, *6*, что приводит к снижению точности регулирования. Проектпромвентиляцией разработан способ регулирования двухвентиляторных систем кондиционирования воздуха одним клапаном, установленным в канале выбрасываемого воздуха.

Возможность такого способа регулирования обеспечивается установкой перед рециркуляционным каналом специального венти-

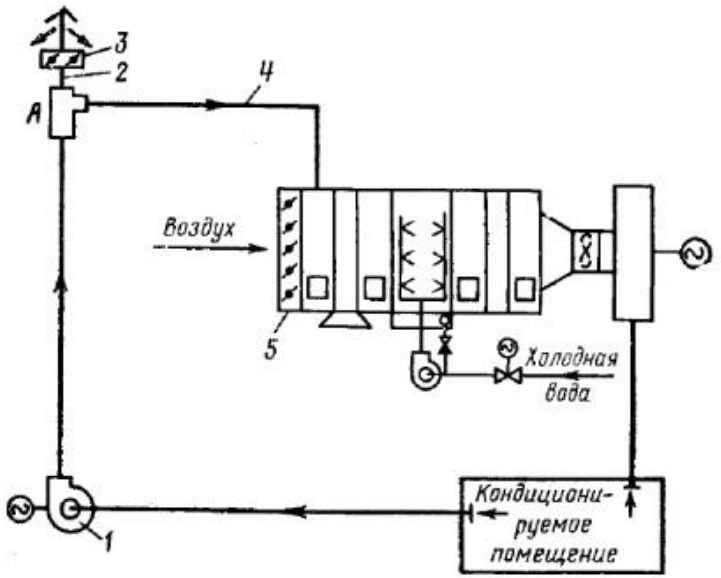


Рис. IV.67. Двухвентиляторная система кондиционирования воздуха, регулируемая одним клапаном

ляционного тройника с регулируемым поджатием площади сечения канала (рис. IV.66). Тройник состоит из корпуса *1*, шарнирно закрепленной пластины *3* и рукоятки *2*. Установкой пластины с помощью рукоятки под необходимым углом к оси потока воздуха достигается такой режим работы системы, когда весь воздух движется по основному проходу, не перетекая в отводной канал.

На рис. IV.67 показана принципиальная схема двухвентиляторной системы кондиционирования воздуха, регулируемой одним клапаном. Установка оборудована только двумя клапанами: регулирующим *3* — в канале выбрасываемого воздуха и утепленным *5* — в канале наружного воздуха. Утепленный клапан открывается при включении вентилятора кондиционера и закрывается при выключении. При полностью открытом регулирующем клапане *3* весь воздух, нагнетаемый рециркуляционным вентилятором *1*, проходит прямо через тройник *2* с пластиной, находящейся под определенным углом, и выбрасывается наружу. В рециркуляционный канал *4* воздух не поступает. Если клапан *3* начинает прикрываться, то количество выбрасываемого воздуха уменьшается, а по каналу *4* рециркуляционный воздух начинает поступать в кондиционер.

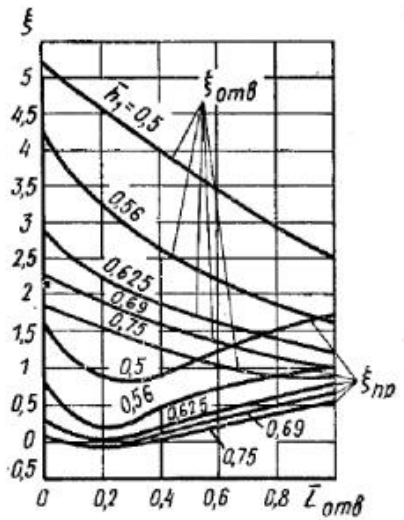


Рис. IV.68. Аэродинамические коэффициенты местных сопротивлений тройника с регулируемым поджатием сечения канала

При разработке рекомендаций следует иметь в виду, что нормальная работа системы может быть достигнута только при соответствующем аэродинамическом расчете сети воздуховодов. При этом должно быть обеспечено колебание подачи рециркуляционного вентилятора и вентилятора кондиционера в нормируемых пределах. Расчет системы начинается с определения аэродинамического сопротивления системы при максимальном и минимальном расходе наружного воздуха $P_{н.макс}$ и $P_{н.мин}$. По характеристике вентилятора кондиционера определяется изменение его подачи. Если эта величина превышает допустимую, то необходимо уменьшить аэродинамическое сопротивление канала наружного воздуха.

Проверка работы рециркуляционного вентилятора выполняется с использованием аэродинамических коэффициентов местных сопротивлений тройника (рис. IV.68).

На оси абсцисс нанесены значения относительного расхода воздуха в ответвлении тройника $\bar{L}_{отв}=L_{рец}/L$, где $L_{рец}$ — количество рециркуляционного воздуха, поступающего в кондиционер, м³/ч; L — производительность системы кондиционирования воздуха, м³/ч. На оси ординат нанесены коэффициенты местного сопротивления тройника. Коэффициенты местного сопротивления тройника на проход $\xi_{пр}$ и на ответвления $\xi_{отв}$ зависят от положения шарнирно закрепленной пластины и приведены для значений относительного прохода

$\bar{h}$ от 0,5 до 0,75. Относительный проход вычисляется по формуле $\bar{h}=h_1/h$ (см. рис. IV.66).

Потерю напора в канале выбрасываемого воздуха $P_в$ находят при открытом регулирующем клапане *3*, а затем определяют разность коэффициентов местных сопротивлений тройника на ответвлении и на проход по формуле

$$\xi_{отв}-\xi_{пр}=\frac{P_в+P_{н\,макс}}{P_{дин}}, \qquad (IV.98)$$

где $P_{дин}$ — динамическое давление воздуха на участке перед тройником, кгс/м².

По полученной разности коэффициентов местных сопротивлений с помощью графика (рис. IV.67) подбирается тройник соответствующего относительного прохода $\bar{h}$ и определяются коэффициенты его сопротивления на проход при значении $L=0$ и на ответвлении $\xi_{отв}$ при максимальном расходе рециркуляционного воздуха по каналу *4*. Для того чтобы подача рециркуляционного вентилятора сохранялась постоянной, необходимо, чтобы давление воздуха в точке A (см. рис. IV.66) сохранялось постоянным при любом положении регулирующего клапана *3*. Из выражения $P_р=P_в-(\xi_{отв}\cdot\xi_{пр})P_{дин}$ определяется сопротивление канала *4*, обеспечивающее постоянство давления в точке A.

Пример IV.18. Подача приточного и рециркуляционного вентиляторов типа Ц4-70-8 20 000 м³/ч. Регулирование осуществляется одним клапаном системы, имеющей следующие параметры: аэродинамическое сопротивление системы приточных воздуховодов и кондиционера (кроме канала наружного воздуха) 60 кгс/м²; аэродинамическое сопротивление канала выбрасываемого воздуха при открытом регулирующем клапане $P_в=10$ кгс/м²;

аэродинамическое сопротивление канала наружного воздуха при максимальном расходе $P_{н\,макс}=5$ кгс/м²; динамическое давление воздуха перед тройником $P_{дин}=6$ кгс/м²; максимальное количество рециркуляционного воздуха составляет 0,9 приточного; предельно допустимое колебание подачи вентилятора кондиционера ±7%.

Подобрать тройник с регулируемым поджатием прохода и определить изменение подачи приточного и рециркуляционного вентиляторов.

Решение. 1. Аэродинамическое сопротивление приточных воздуховодов при максимальном расходе наружного воздуха $P_{пр.\,макс}=60+5=65$ кгс/м².

2. Аэродинамическое сопротивление приточных воздуховодов при минимальном расходе наружного воздуха (0,1 притока):

$$P_{пр.\,мин}=60+5\,(L_{н.\,мин}/L_{н.\,макс})^2=60+5\cdot0,1^2=60,05\ кгс/м^2$$

3. По характеристике вентилятора находим $L_1=20\,000$ м³/ч; $L_2=21\,000$ м³/ч.

$$\xi_{отв}-\xi_{пр}=\frac{P_в+P_{н.макс}}{P_{дин}}=\frac{10+5}{6}=2,5.$$

5. Тройник при $h_1=0,625$ имеет $\xi_{отв}-\xi_{пр}=2,5$. Коэффициенты сопротивления этого тройника составляют при $\bar{L}_0=0$: $\xi=0,25$; при $\bar{L}_0=1$ $\xi_{отв}=1,25$.

6. Определяем аэродинамическое сопротивление канала рециркуляционного воздуха, которое обеспечит постоянную подачу вытяжного вентилятора:

$$P_р=10-(1,25-0,25)\,6=4\ кгс/м^2.$$

Аэродинамическое испытание и наладка двухвентиляторной системы, регулируемой одним клапаном, производится следующим образом:

1. Открывают полностью клапаны *5* и *3* (см. рис. IV.67). С помощью поворотной пластины тройника с поджатием добиваются, чтобы рециркуляционный воздух не поступал в кондиционер. При этом режиме работы системы производится аэродинамическая регулировка приточных воздуховодов и рециркуляционного вентилятора на проектные расходы воздуха.

2. Закрывают клапан *3* до положения проектного минимума расхода выбрасываемого воздуха. Измеряют подачу рециркуляционного вентилятора. Если его подача снизилась ниже допустимого предела, разработать рекомендации по уменьшению аэродинамического сопротивления.

Проверка обеспечения подпора в кондиционируемом помещении выполняется по вышеизложенной методике.

Системы кондиционирования воздуха со второй рециркуляцией

Применение второй рециркуляции позволяет значительно сократить расход тепла на второй подогрев, а в отдельных случаях совсем его исключить. Кроме того, в теплый период года сокращается расход холода, так как в охладителе обрабатывается только часть

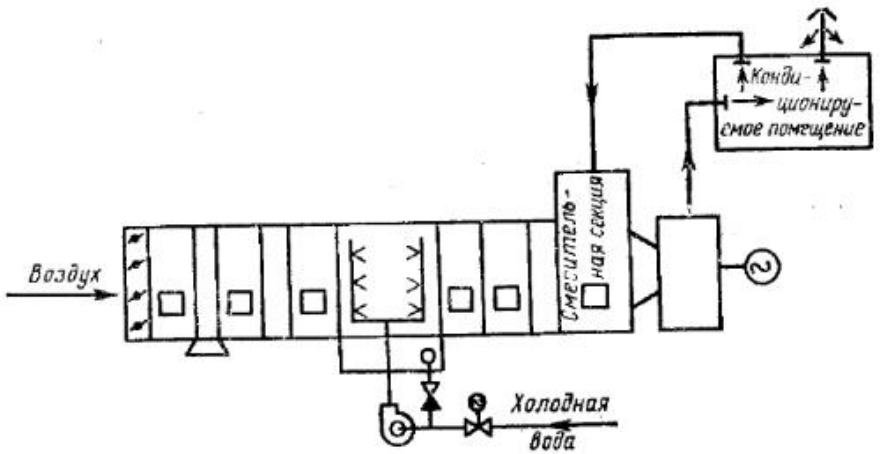


Рис. IV.69. Система кондиционирования воздуха со второй рециркуляцией

воздуха. Вторая рециркуляция, как правило, постоянна, поскольку при изменении количества воздуха второй рециркуляции трудно обеспечить гидравлическую устойчивость кондиционера и качественное регулирование отдельных его элементов. На рис. IV.69 представлена принципиальная схема системы кондиционирования воздуха со второй рециркуляцией. При использовании второй рециркуляции в значительном объеме (30% и более) необходимо устанавливать только смесительную секцию и вентилятор из расчета перемещения 100% воздуха. Все остальные секции кондиционера могут быть выбраны из расчета перемещения 70% воздуха и менее. Методика испытания

и наладки системы аналогична изложенной для системы кондиционирования воздуха с постоянной первой рециркуляцией. Системы кондиционирования воздуха могут иметь одновременно первую и вторую рециркуляции.

Воздушные системы кондиционирования воздуха подразделяются на одно- и двухканальные. В соответствии с числом обслуживаемых помещений или зон системы могут быть одно- и многозональными.

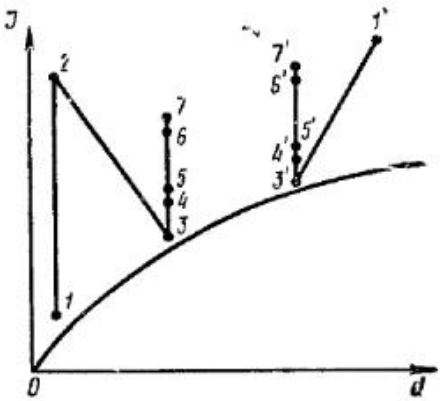


Рис. IV.70. *I—d*-диаграмма процесса обработки воздуха в однозональной системе кондиционирования воздуха со второй рециркуляцией

Испытание и наладка одноканальной, однозональной системы (рис. IV.69) производятся в следующей последовательности:

1. Аэродинамическая регулировка системы на проектные расходы воздуха с проверкой наличия подпора в кондиционируемом помещении.

2. Наладка основного оборудования кондиционера.

3. Вывод системы на проектные параметры точки росы и приточного воздуха. Проверяется обеспечение минимальной и максимальной температуры приточного воздуха.

4. Построение процесса обработки воздуха на *I—d*-диаграмме при параметрах наружного воздуха в период проведения испытаний и при расчетных параметрах.

На рис. IV.70 представлена *I—d*-диаграмма обработки воздуха в калорифере. В холодный период года наружный воздух подогревается в калорифере первого подогрева (*1—2*), адиабатически увлажняется в камере орошения (*2—3*), смешивается с воздухом второй рециркуляции (точка *4*), нагревается в вентиляторе и приточных воздуховодах (*4—5*) и подается в помещение. Параметры воздуха в помещении характеризуются точкой *6*, отрезок *6—7* нагрев воздуха в рециркуляционных каналах. Калорифер второго подогрева работает только в случае, когда теплоизбытки в помещении ниже расчетных. В теплый период года наружный воздух охлаждается и осушается в оросительной камере или поверхностном воздухоохладителе (*1'—3'*). Дальнейшая обработка воздуха аналогична обработке в холодный период года.

5. Построение по результатам наладки диаграммы круглогодовой работы системы кондиционирования (рис. IV.71). На оси абсцисс диаграммы нанесены значения энтальпии наружного воздуха, а на оси ординат величины расходуемого на обработку воздуха, теплоты

и холода. В холодный период года максимальный расход теплоты на первый подогрев принимается при расчетной энтальпии наружного воздуха.

Расход теплоты определяется по формуле

$$Q_1 = G(I_2 - I_1),$$

где G — количество обрабатываемого в калорифере воздуха, кг/ч; I_1 и I_2 — соответственно энтальпия воздуха до и после калорифера первого подогрева, ккал/кг.

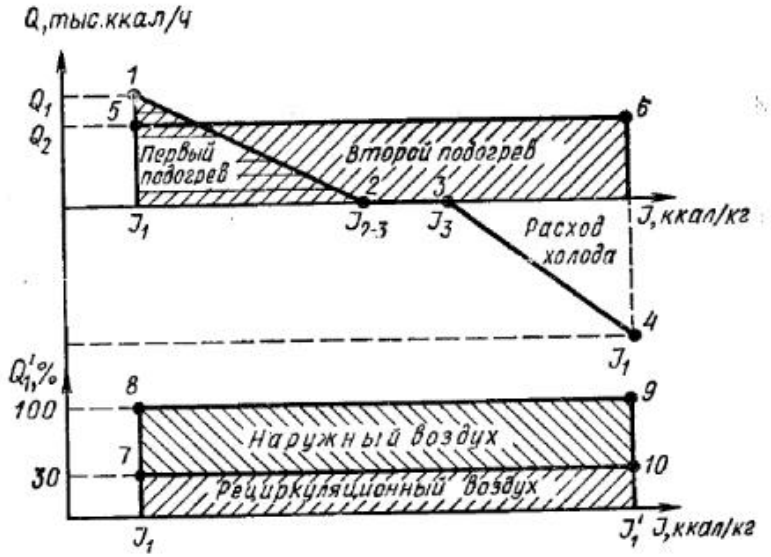


Рис. IV.71. Диаграмма круглогодовой работы системы кондиционирования воздуха

На пересечении горизонтальной линии, проведенной через точку, определяющую расход теплоты ($Q_р$), и вертикали через значение энтальпии (I_1) получаем точку *1*. Из *I—d*-диаграммы (см. рис. IV.70) видно, что для того, чтобы конечные параметры воздуха после калорифера первого подогрева характеризовались точками, расположенными на прямой *2—3*, подогрев должен осуществляться до достижения наружным воздухом энтальпии I_{2-3} (рис. IV.71). При энтальпии наружного воздуха I_{2-3} и выше подогрев не нужен. На оси абсцисс диаграммы (рис. IV.71) находим точку, характеризующую энтальпию I_{2-3} (точка *2*). Соединив точку *1* и *2*, получим прямую, определяющую изменение расхода теплоты на первый подогрев в зависимости от изменения энтальпии наружного воздуха. Как видно из диаграммы, калорифер первого подогрева работает при энтальпии наружного воздуха от I_1 до I_{2-3}. В промежутке энтальпии от I_{2-3} до I_3 осуществляется адиабатическое охлаждение и увлажнение наружного воздуха. При энтальпии наружного воздуха выше значения I_3 начинается потребление кондиционером холода и максимум холодопотребления определяется по формуле $Q_1' = G(I_1' - I_3')$.

На диаграмме находим точку *4*, характеризующую максимальное холодопотребление, и соединяем ее прямой с точкой *3*. Прямая

3—4 определяет изменение холодопотребления в зависимости от энтальпии наружного воздуха. Для более точного определения круглогодовых расходов теплоты и холода могут быть найдены промежуточные их значения и построена зависимость.

Среднегодовое потребление теплоты Q_2 калорифером второго подогрева зависит от среднегодовых теплоизбытков и наносится на диаграмму прямой линией *5—6*. Круглогодовое процентное соотношение расхода наружного воздуха и воздуха второй рециркуляции

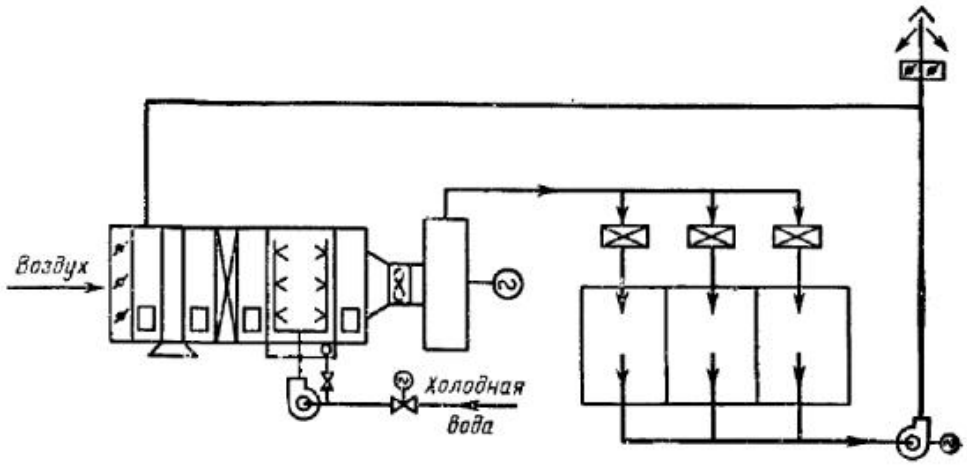


Рис. IV.72. Одноканальная, многозональная система кондиционирования воздуха с переменной первой рециркуляцией

изображено прямыми *8—9* и *7—10*. В соответствии с последовательностью процессов обработки воздуха в кондиционерах по изображенной на диаграмме производится настройка системы автоматического регулирования.

Многозональные системы кондиционирования воздуха применяют для обслуживания больших помещений, в которых неравномерно по площади размещены источники тепловыделений или для обслуживания большого числа сравнительно мелких помещений. Применение многозональных систем значительно выгоднее, чем применение для каждой зоны или небольшого помещения отдельной однозональной системы.

На рис. IV.72 представлена принципиальная схема многозональной системы кондиционирования воздуха, обслуживающей три отдельных помещения. Кондиционер не имеет калорифера второго подогрева, его функции выполняют три индивидуальных для каждого кондиционируемого помещения калорифера, называемых зональными подогревателями. Последовательность испытания и наладки системы аналогична последовательности, изложенной для однозональной системы.

Диаграмма круглогодовой работы системы кондиционирования с переменной первой рециркуляцией представлена на рис. IV.73. На оси абсцисс отложены значения энтальпии наружного воздуха, а на оси ординат — процентное соотношение расходов наружного и рециркуляционного воздуха. Процентное содержание наружного воз-

духа в смеси при его энтальпии I_1 минимально (точка *1*) и равно 100% при энтальпии наружного воздуха I_{2-3} (точка *2*). В диапазоне энтальпии от I_{2-3} до I_1 кондиционер работает на одном наружном воздухе (прямая *2—3*). Когда энтальпия наружного воздуха выше энтальпии воздуха помещения для экономии холода, система начинает работать с максимумом рециркуляционного воздуха, что должно осуществляться автоматически установкой корректора в канале наружного воздуха. Расход тепла, потребляемого зональными

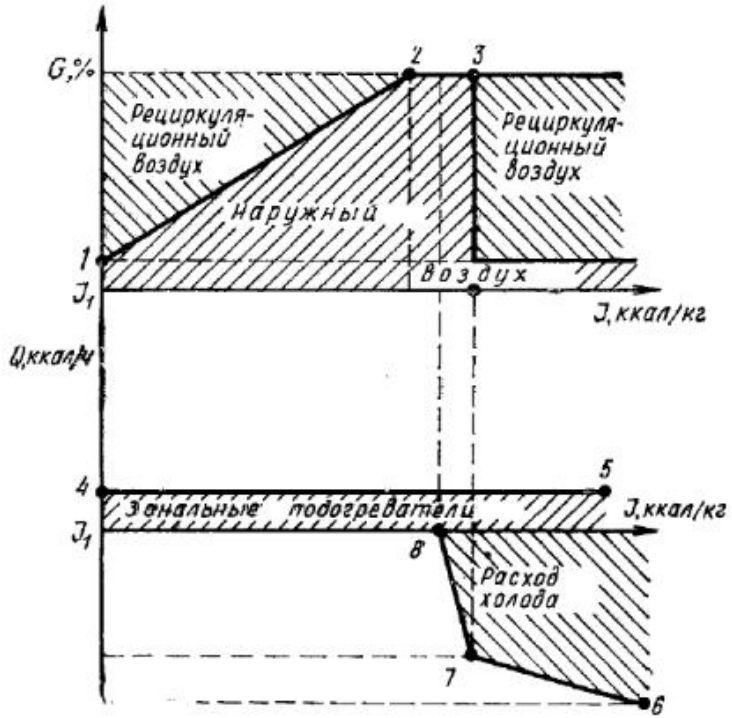


Рис. IV.73. Диаграмма круглогодовой работы системы кондиционирования воздуха

подогревателями, зависит от теплоизбытков в помещениях и представлен прямой *4—5*. Потребление холода кондиционером начинается при энтальпии наружного воздуха, превышающей энтальпию точки росы теплого периода года. После переключения работы кондиционера на использование максимума рециркуляции потребление холода растет не так резко (прямая *6—7*).

На рис. IV.74 представлен один из вариантов двухканальной системы кондиционирования воздуха. По эффекту действия двухканальные системы идентичны многозональным, но обладают по сравнению с ними рядом преимуществ. Нет необходимости в установке теплообменников и в прокладке трубопроводов теплоносителя. К недостаткам двухканальных систем относятся дополнительные затраты на прокладку второго воздуховода и его теплоизоляцию. Двухканальные системы кондиционирования воздуха применяют, когда

число обслуживаемых ими помещений более шести. В этом случае оборудование для местного распределения воздуха в двухканальной системе обходится дешевле, чем в системе с местными подогревателями. Преимущество двухканальных систем возрастает с увеличением числа обслуживаемых помещений.

Воздух, обработанный в кондиционере, нагнетается вентилятором в две камеры, из которых по каналам поступает к помещениям. Одна камера имеет калорифер, в котором воздух нагревается, и от-

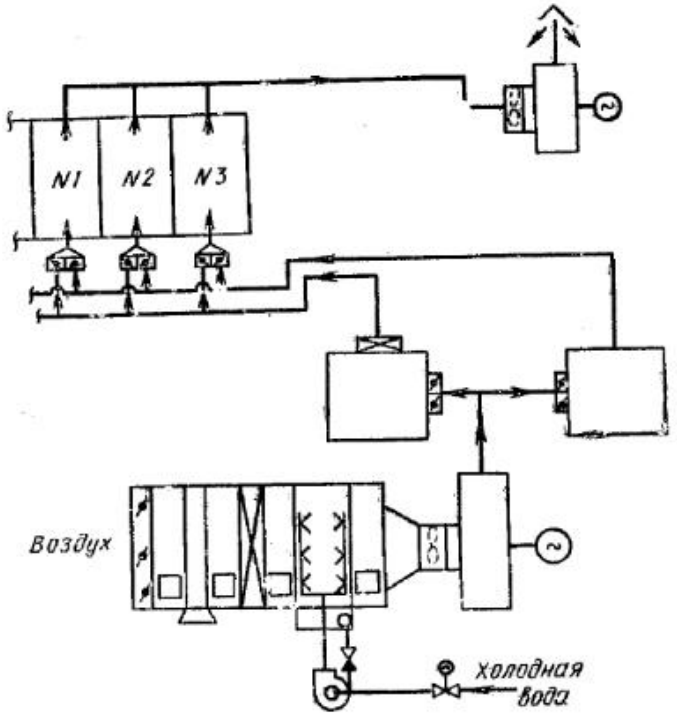


Рис. IV.74. Двухканальная система кондиционирования воздуха
№ 1, 2, 3 — номера помещений

ходящий от нее канал называется каналом теплого воздуха. Вторая камера не имеет устройств для обработки воздуха (подогрева или охлаждения), и отходящий от нее канал называется каналом холодного воздуха. Перед каждым кондиционируемым помещением устанавливаются специальные смесительные клапаны, к которым от магистральных каналов подводится теплый и холодный воздух. Смесительные клапаны осуществляют изменение пропорции холодного и теплого воздуха, тем самым меняя температуру смеси. Если температура в помещении выше нормируемой, увеличивается расход воздуха из холодного канала и наоборот. При этом к смесительным клапанам предъявляется одно важное условие — независимо от изменения расхода теплого и холодного воздуха суммарное количество воздуха, поступающего в помещение, не должно меняться.

Для того чтобы изменение расхода воздуха, потребляемого одними смесительными клапанами, не влияло на поддержание пара-

метров воздуха в помещениях, обслуживаемых другими клапанами, в магистральных каналах поддерживается постоянным статическое давление, измеряемое в расширительных камерах. Постоянство давления обеспечивается постепенным открыванием или закрыванием регулирующих клапанов, установленных на входе воздуха в камеры.

Соотношение расходов воздуха, проходящего по теплому и холодному каналам системы, во многом зависит от качества изготовления смесительных клапанов — герметичности при перекрытии патрубка теплого воздуха. Принято, что смесительные клапаны при полном открытии на проход холодного воздуха, максимально могут пропускать 10% из канала теплого воздуха за счет неплотностей. В связи с этим минимально возможную температуру смеси воздуха после клапана определяют по формуле

$$t = (1 - n)\, t_x + n t_т, \qquad \text{(IV.99)}$$

где n — неплотность закрытого клапана на проходе подогретого воздуха в долях от суммарного прохода через клапан; t_x, $t_т$ — соответственно температуры в каналах холодного и теплого воздуха, °С.

Максимальная пропускная способность канала холодного воздуха принимается равной:

$$L_x = L\,(1 - n), \qquad \text{(IV.100)}$$

где L — суммарная подача системы, м³/ч.

Максимальная пропускная способность канала теплого воздуха составляет 50—70% пропускной способности канала холодного воздуха.

Температура в канале подогретого воздуха в теплый период года может быть определена по формуле

$$t_т = t + \frac{\Delta t_р}{K_к\,(1 + n)}, \qquad \text{(IV.101)}$$

где $\Delta t_р = t_п - t$; $t_п$ — средняя температура воздуха в обслуживаемых помещениях, °С; $K_к$ — пропускная способность канала теплого воздуха от пропускной способности канала холодного воздуха (0,5—0,7).

Испытания и наладку системы выполняют в такой последовательности:

1. При полностью открытых клапанах на входе воздуха в камеры постоянного статического давления, при всех открытых клапанах на проход холодного воздуха и закрытых — на проход теплого воздуха осуществляют регулировку сети на проектные расходы воздуха. После окончания регулировки измерить статическое давление в камере холодного воздуха, которое должно поддерживаться автоматически в период работы системы с помощью клапана, установленного на входе в камеру.

2. Измеряют расход воздуха в теплом канале и определяют неплотность смесительных клапанов. Если неплотность клапанов превышает 10% подачи системы, производят их герметизацию.

3. С учетом фактической величины неплотности клапанов определяют минимально возможную температуру смеси воздуха после клапана и максимальную пропускную способность канала холодного воздуха. Регулируют канал холодного воздуха на расчетную производительность.

4. Изменяют на одинаковый угол положение створок всех смесительных клапанов до момента, когда по каналу теплого воздуха

пойдет проектное его количество. С помощью регулирующего клапана в канале холодного воздуха обеспечивается поддержание требуемого статического давления. При указанном положении клапанов системы производят аэродинамическую регулировку канала теплого воздуха на проектные расходы. При регулировке канала теплого воздуха постоянно корректируют положение створок клапана камеры статического давления холодного канала, поддерживая в нем расчетное давление. После окончания регулировки измеряют статическое давление в камере теплого канала. Указанное давление должно поддерживаться автоматически при работе системы.

5. Снимают характеристику смесительного клапана, строят график. Смесительный клапан независимо от положения створок теплого и холодного каналов должен обеспечивать постоянный суммарный расход воздуха. Если клапан не удовлетворяет указанным требованиям, выявляют причины и корректируют проектное решение (устанавливают клапан меньшего размера либо клапан другой конструкции).

6. Производят аэродинамическую регулировку вытяжной системы на проектные расходы воздуха.

7. Проверяют наличие подпора в помещениях при двух положениях смесительных клапанов:

а) на пропуск только холодного воздуха;

б) на пропуск расчетного количества теплого воздуха.

8. Выполняют наладку основного оборудования кондиционера.

9. Выводят систему на проектные параметры точки росы, температуры в теплом и холодном каналах. По каждому смесительному клапану проверяют обеспечение проектной температуры смеси при открытой и закрытой створке канала теплого воздуха.

10. Строят процесс обработки воздуха на I—d-диаграмме при параметрах наружного воздуха в период проведения испытаний и при расчетных параметрах.

11. Строят диаграмму круглогодовой работы системы кондиционирования воздуха.

Водовоздушные системы кондиционирования воздуха

Водовоздушные системы кондиционирования воздуха применяются, как правило, для многоэтажных, многокомнатных административных зданий. Система обеспечивает возможность индивидуального регулирования температуры воздуха в каждой комнате с помощью установленных неавтономных эжекционных кондиционеров-доводчиков. Большим преимуществом систем является то, что для размещения воздуховодов и центральных кондиционеров требуются сравнительно небольшие производственные площади, а эжекционные доводчики устанавливаются под окном вместо отопительных приборов. Эти положительные качества системы обусловлены принципом ее действия, когда от центрального кондиционера в помещения подается до 25% расчетного количества воздуха, а основная масса воздуха обрабатывается непосредственно в помещениях в эжекционных доводчиках за счет местной рециркуляции.

В центральном кондиционере обрабатывается только наружный воздух (первичный), подаваемый по вертикальным магистральным каналам к эжекционным доводчикам. Первичный воздух

эжектирует из помещения рециркуляционный, который обрабатывается в теплообменниках доводчика и смесь через приточную решетку поступает в помещение. Избытки воздуха через отверстие во внутренней перегородке помещения выдавливаются в коридор, откуда забираются вытяжной вентиляционной установкой и выбрасываются наружу.

Водовоздушные системы с эжекционными доводчиками проектируются среднего или высокого давления, при этом располагаемое статическое давление воздуха перед эжекционными доводчиками обеспечивается до 30—35 кгс/см². Системы в зависимости от числа трубопроводов для подачи холодной и горячей воды к эжекционным доводчикам подразделяют на двух-, трех- и четырехтрубные.

В двухтрубных системах имеется один водяной контур, который используется в зависимости от режима работы либо для нагрева, либо для охлаждения воздуха. В трехтрубной системе эжекционного доводчика подводятся два трубопровода с горячей и холодной водой, которая попеременно поступает в теплообменник. Недостатком трехтрубной системы является смешение тепло- и холодоносителя в общем обратном трубопроводе, что приводит к увеличению нагрузки на холодильную станцию.

Четырехтрубная система имеет два независимых контура: по одному циркулирует холодная вода, по другому горячая. Эжекционный доводчик при четырехтрубной системе имеет два теплообменника. К двухрядному теплообменнику подается холодная вода, а к однорядному — горячая. Трехтрубная и четырехтрубная системы обеспечивают возможность подачи в любой эжекционный доводчик холодной или горячей воды в зависимости от потребности. Однако по сравнению с трехтрубной в четырехтрубной системе отсутствуют потери от смешения тепло- холодоносителя. Кроме того, четырехтрубная система имеет более устойчивый гидравлический режим.

На основании изучения и обобщения отечественного и зарубежного опыта применения водовоздушных систем кондиционирования воздуха с учетом выпускаемого отечественной промышленностью оборудования д-р техн. наук О. Я. Кокорин рекомендует применять двух- и четырехтрубные системы. Причем при двухтрубной системе количество первичного воздуха рассчитывается на ассимиляцию теплоизбытков помещения и в водяной контур круглогодично подается горячая вода.

На рис. IV.75 представлена схема такой системы. Циркуляционная вода нагнетается насосом *1* в водоподогреватель *2*, откуда поступает к теплообменникам эжекционных доводчиков. Отработавшая вода по обратному трубопроводу поступает к насосу. Для обеспечения подачи расчетного количества воды к теплообменникам, как правило, применяется схема попутного движения теплоносителя. В верхней точке здания устанавливается расширительный бак *3*.

Регулирование температуры воздуха в кондиционируемых помещениях осуществляется с помощью индивидуальных трехходовых регуляторов, разработанных специально для использования в водовоздушных системах. Регулятор состоит из термосистемы и регулирующего клапана. Термосистема служит для пропорционального перемещения штока регулирующего клапана при изменении температуры рециркуляционного воздуха на входе в эжекционный доводчик. В нее входят чувствительный элемент, задатчик температуры и исполнительный механизм. Их полости соединены капиллярной трубкой и составляют единый герметичный объем, заполненный

термочувствительной жидкостью. Трехходовой регулирующий клапан состоит из корпуса, с регулирующими органами. При повышении температуры рециркуляционного воздуха среда термосистемы увеличивается в объеме и с помощью встроенного сильфона перемещается регулирующий орган, закрывая проход горячей воды через клапан и наоборот. Входные штуцеры клапана снабжены фильтрами, предохраняющим его от засорения. В корпусе фильтра находится цилиндр из латунной сетки, который легко вынимается и очищается от грязи.

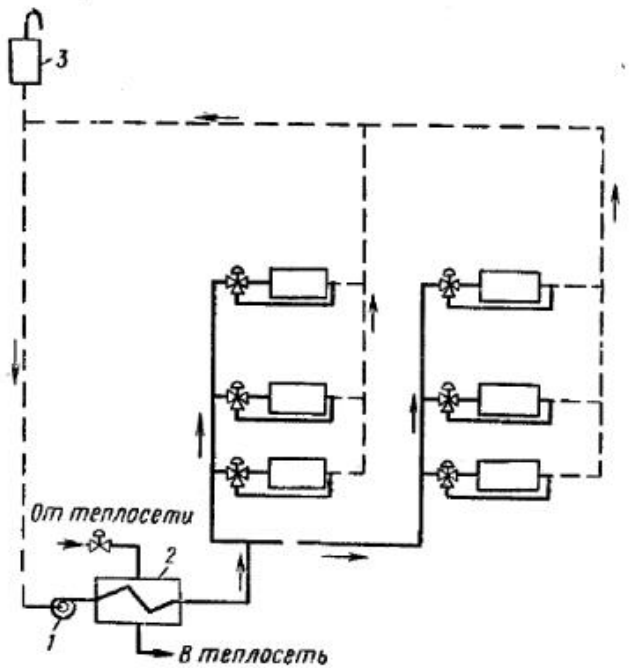


Рис. IV.75. Двухтрубная водовоздушная система кондиционирования воздуха

Принципиальная схема подключения регулятора к системе теплоснабжения эжекционных доводчиков показана на рис. IV.76. Подающий трубопровод горячей воды имеет два отвода, которые присоединяются к верхнему входному штуцеру трехходового клапана и к нижнему патрубку двухрядного теплообменника эжекционного доводчика. Верхний патрубок теплообменника соединяется с нижним штуцером трехходового клапана. Выходной штуцер клапана присоединяется к общему обратному трубопроводу контура горячей воды. Поддержание требуемой температуры воздуха с помощью трехходового регулятора осуществляется следующим образом. С помощью задатчика устанавливается желаемая средняя температура воздуха в помещении.

В расчетном режиме теплового периода года сечение нижнего входного штуцера клапана полностью закрыто, а верхнее сечение полностью открыто. При этом весь расход горячей воды идет, минуя теплообменник, через верхний входной штуцер клапана в обратную линию. Охлаждение помещения осуществляется за счет холодного первичного воздуха. При уменьшении избытков тепла в помещении нижний входной штуцер клапана приоткрывается и в

теплообменник начинает поступать горячая вода, компенсирующая снижение теплоизбытков. В расчетном режиме холодного периода года сечение верхнего входного штуцера клапана полностью закрыто, а нижнее полностью открыто. При этом вся горячая вода проходит через теплообменник, подогревая рециркуляционный воздух и обеспечивая тем самым отопление помещения. Верхний входной штуцер клапана для удобства монтажа имеет маркировку Г (горячая), т. е. обозначает, что к нему необходимо присоединять прямой трубопровод горячей воды. Нижний входной штуцер имеет маркировку

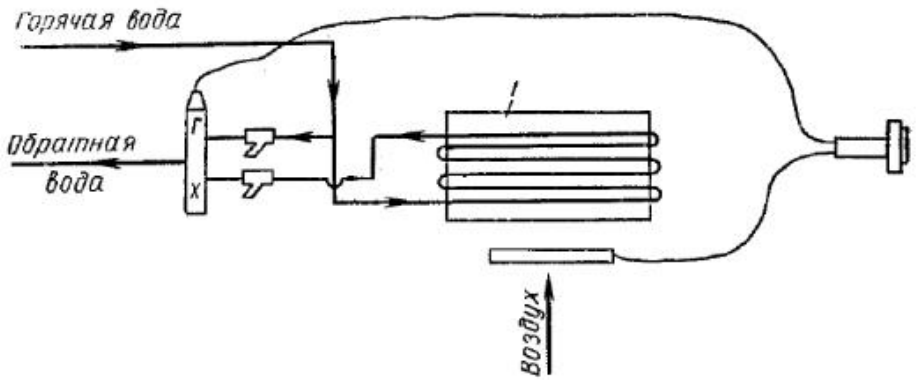


Рис. IV.76. Регулятор температуры двухтрубной водовоздушной системы кондиционирования воздуха

1 — теплообменник

Х (холодная) и обозначает, что он соединяется с обратным трубопроводом.

Конструкция клапана обеспечивает постоянный расход горячей воды через клапан независимо от положения регулирующих органов, что создает гидравлическую устойчивость системы теплоснабжения эжекционных доводчиков. Регулятор температуры имеет так называемую «плавающую» настройку, при которой регулируемая в помещении температура воздуха изменяется на 3—4° С, возрастая от расчетного режима холодного периода года до расчетного режима теплого периода года. Эта способность регулятора позволяет поддерживать оптимальную температуру воздуха в помещениях в течение года, не изменяя настройки прибора.

В четырехтрубной водовоздушной системе кондиционирования количество первичного воздуха определяется в соответствии с требованиями санитарных норм, поэтому в теплый период года холода, вносимого им, недостаточно для поддержания требуемых параметров воздуха в помещении. В связи с этим дополнительно к контуру трубопроводов теплоносителя прокладывается еще один контур холодоносителя. На рис. IV.77 представлена принципиальная схема четырехтрубной системы. Работа контура горячей воды этой системы аналогична работе контура двухтрубной системы. Контур холодной воды имеет свой циркуляционный насос *1*, который нагнетает воду сначала в водоохладитель *4*, затем в теплообменники эжекционных доводчиков. Отепленная вода по обратному трубопроводу поступает к насосу. В верхней точке здания установлен расширительный бак *2*. Тепло и холодопроизводительность каждого теплообменника регулируется с помощью специальных регуляторов температуры *3* изменением подачи в них воды.

Регулятор (рис. IV.78) состоит из двух регулирующих клапанов *1* и *2*, объединенных одной термосистемой *3*, работающей от одного чувствительного элемента *5*. С помощью задатчика *4* устанавливается желаемая температура в помещении. Подающий тру-

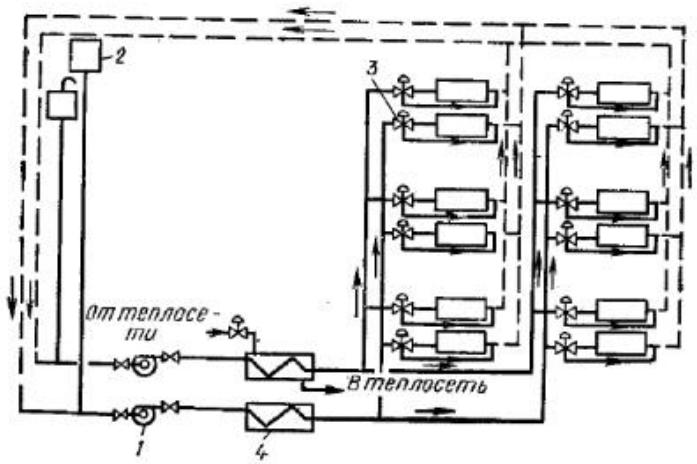


Рис. IV.77. Четырехтрубная водовоздушная система кондиционирования воздуха

бопровод холодной воды имеет два отвода и одновременно присоединяется к нижнему входному штуцеру клапана *1* и к нижнему патрубку двухрядного теплообменника. Верхний патрубок теплообменника соединяется с верхним входным штуцером клапана, а выходной штуцер подключается к обратному трубопроводу контура холодной воды. Регулирующий клапан *2* присоединяется аналогично к трубопроводам контура горячей воды.

Регулирование тепло- и холодопроизводительности теплообменников осуществляется следующим образом. Соответствующей настройкой задатчика устанавливается желаемая средняя температура в кондиционируемом помещении (22—23° С). При этом в холодный период года в помещении будет поддерживаться температура на 1,5—2° С ниже настроенного значения, а в теплый период года — 1,5—2° С выше. Если температура рециркуляционного воздуха, омывающего термобаллон, соответствует заданному значению, то в теплообменники эжекционного доводчика воды не поступает. При этом режиме перекрыто сечение верхнего входного штуцера клапана и открыто нижнее. Весь расход холодной воды поступает через нижнее проходное отверстие в выходной штуцер, а затем в общую обратную линию контура холодной воды. У регулирующего клапана *2* соответственно через открытое проходное сечение у верхнего входного штуцера горячая вода поступает через выходной штуцер в общую обратную линию контура горячей воды. Если температура

воздуха повысилась, то постепенно начинает открываться верхнее сечение клапана *1* и закрываться нижнее. В этом режиме часть общего расхода холодной воды проходит по трубкам двухрядного теплообменника, обеспечивая охлаждение рециркуляционного воздуха, а часть — через клапан в обратную линию.

В расчетном режиме теплового периода года нижнее проходное сечение клапана полностью закрыто, а верхнее открыто — вся холодная вода проходит через теплообменник. При этом горячая вода

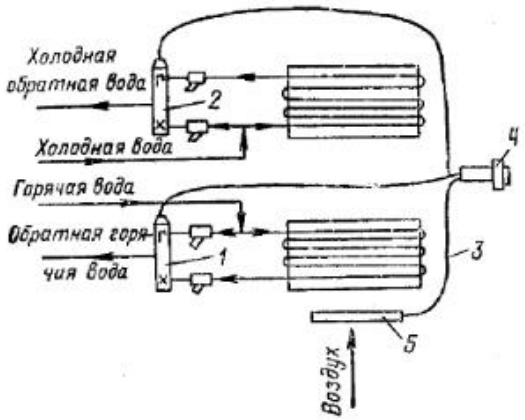


Рис. IV.78. Регулятор температуры четырехтрубной водовоздушной системы кондиционирования воздуха

в однорядный теплообменник не поступает, а проходит через открытое верхнее сечение клапана *2* и через выходную штуцер в обратную линию контура. Если температура воздуха в помещении понизилась, то клапан *1* сначала перекроет подачу холодной воды, а затем в клапане *2* начнет открываться верхнее сечение и часть горячей воды поступит в однорядный теплообменник доводчика, осуществляя подогрев рециркуляционного воздуха. Охлажденная вода после теплообменника поступает в клапан, где смешивается с горячей водой, поступающей через верхнее проходное сечение, и через выходной штуцер уходит в обратный трубопровод.

В расчетном режиме холодного периода года верхнее проходное сечение клапана *2* полностью закрыто: вся вода проходит через теплообменник и через нижнее открытое сечение поступает в обратный трубопровод. Конструкция клапанов обеспечивает сохранение постоянства расхода холодной и горячей воды независимо от положения регулирующих органов, тем самым обеспечивается гидравлическая устойчивость системы теплохолодоснабжения.

Как видно из изложенного, конструкцией регулятора температуры обеспечивается последовательность работы двух регулирующих клапанов *1* и *2* (см. рис. IV.78). При повышении температуры воздуха помещения расход горячей воды через однорядный теплообменник сначала уменьшается от максимума до нуля, затем вода в оба теплообменника не подается. При дальнейшем повышении температуры воздуха расход холодной воды через двухрядный теплообменник увеличивается от нуля до максимума. Регулятор поддерживает температуру воздуха в помещении с точностью ±1,5° С.

Испытания и наладка системы производятся в следующей последовательности:

1. При полностью открытых регуляторах расхода воздуха эжекционных доводчиков осуществляется аэродинамическая регулировка системы на проектные расходы по ответвлениям от магистрального клапана. Регулировка расхода воздуха по каждому доводчику выполняется с помощью встроенного в агрегат регулятора расхода. По каждому доводчику записывается число оборотов, на которое перемещен винт регулятора расхода воздуха доводчика.

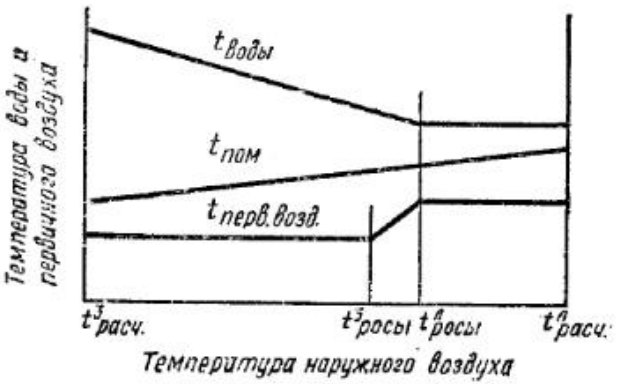


Рис. IV.79. График изменения температуры первичного воздуха, воздуха помещения и температуры воды двухтрубной системы кондиционирования воздуха

2. Выполняется наладка основного оборудования центрального кондиционера.

3. С помощью задатчика полностью открываются регулирующие клапаны на проход горячей воды всех доводчиков и определяется их теплопроизводительность.

4. При открытых клапанах доводчиков на проход холодной воды определяется их холодопроизводительность.

Если по результатам испытаний эжекционных доводчиков будет установлено, что количество тепло- или холодоносителя, протекающего по теплообменникам, не соответствует проектному, производят наладку систем тепло- и холодоснабжения. С учетом фактической конструкции наружных ограждений выполняют расчет теплопотерь и теплопоступлений в помещении, а на основании расчета строят график изменения температуры тепло- и холодоносителя температуры первичного воздуха и воздуха помещения в зависимости от изменения температуры наружного воздуха.

На рис. IV.79 представлен пример графика изменения температуры первичного воздуха, воздуха помещения и температуры горячей воды в течение года для двухтрубной системы кондиционирования воздуха. На оси абсцисс графика нанесена температура наружного воздуха от расчетного значения холодного периода года $t^з_{расч}$ до расчетного значения теплого периода года $t^л_{расч}$. Как видно из графика, температура горячей воды, подаваемой в теплообменники эжекционных доводчиков, изменяется в зависимости от изменения температуры наружного воздуха. Температура воздуха в помещении также постепенно повышается с повышением температуры наружного воздуха, достигая верхнего предела нормы при

расчетной температуре теплового периода. Температура первичного воздуха постоянна в холодный период года. От энтальпии наружного воздуха, характеризуемой температурой точки росы ($t_р$) центрального кондиционера в холодный период года до энтальпии точки росы теплого периода года, температура первичного воздуха постепенно возрастает.

На рис. IV.80 представлен график изменения температуры первичного воздуха горячей воды и воздуха помещения для четырехтрубной системы кондиционирования воздуха.

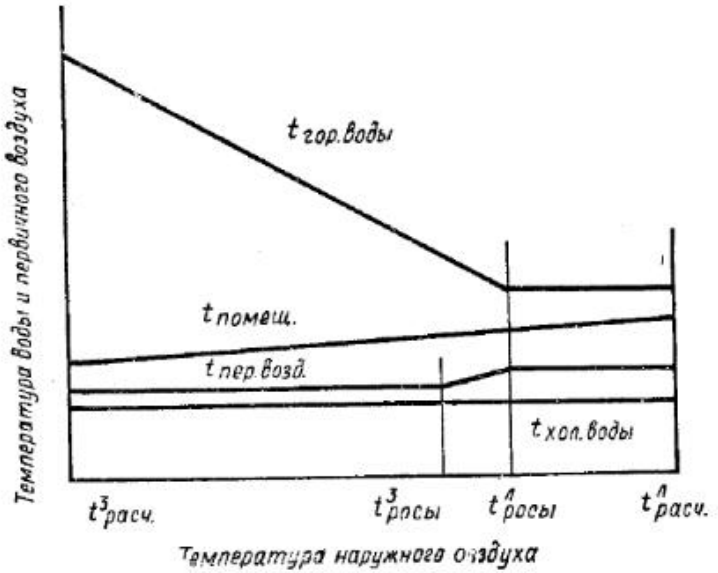


Рис. IV.80. График изменения температуры первичного воздуха, воздуха помещения и температуры горячей воды четырехтрубной системы кондиционирования воздуха

Температура горячей воды изменяется с изменением температуры наружного воздуха, достигая максимума при расчетной температуре холодного периода года. В теплый период температура горячей воды постоянна. Температура холодной воды постоянна круглый год. Первичный воздух изменяет свои параметры только при переходе режима работы центрального кондиционера с холодного периода на теплый период года. Параметры воздуха в кондиционируемых помещениях изменяются в пределах установленной комфортной зоны для теплового и холодного периодов года. Работа центрального кондиционера и систем тепло- и холодоснабжения должна быть откорректирована в соответствии с построенными графиками температур.

Наладку системы следует производить в следующей последовательности:

вывести центральный кондиционер на проектные параметры точки росы и первичного воздуха. Отрегулировать систему теплоснабжения на подачу температуры горячей воды в доводчики в соответствии с графиком;

при работе регулирующих клапанов-доводчиков измерить параметры в основных точках системы. То же выполнить при подаче в эжекционные доводчики холодной воды;

построить на *I—d*-диаграмме процесс обработки воздуха в период проведения испытаний и при расчетных параметрах;

построить диаграмму круглогодовой работы системы кондиционирования воздуха.

Испытание и наладка комбинированных систем кондиционирования воздуха выполняется в два этапа. Вначале осуществляют наладку центральной или местной системы кондиционирования воздуха, а затем — наладку устройств работающих совместно с кондиционерами (автономные кондиционеры, системы доувлажнения воздуха, лучистого охлаждения и подогрева).

IV.6. НАЛАДКА СИСТЕМ ДОУВЛАЖНЕНИЯ ВОЗДУХА

С помощью системы доувлажнения осуществляется дополнительное увлажнение воздуха непосредственно в производственных помещениях наряду с увлажнением воздуха в оросительных камерах кондиционеров. Применение систем доувлажнения путем испа-

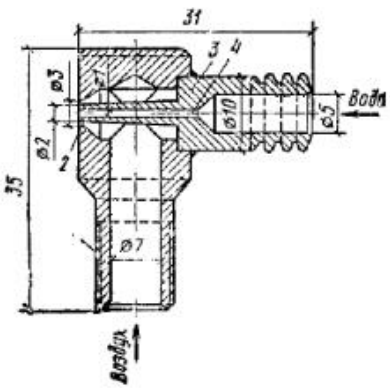


Рис. IV.81. Пневматическая форсунка Р и Д

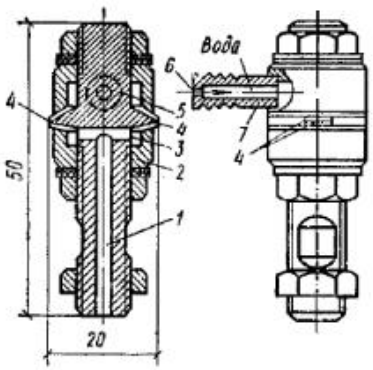


Рис. IV.82. Пневматическая форсунка ЦНИХБИ

рения воды позволяет существенно снизить воздухообмен в помещениях, а также улучшить электрическое состояние воздушной среды. При распылении воды с температурой 15—30° С образуются отрицательные ионы, благоприятно действующие на организм человека.

Для распыления воды в помещениях используются пневматические формунки Р и Д А. Н. Рябчикова и А. М. Дурнова. Форсунка (рис. IV.81) состоит из двух цилиндров *1* и *3*, соединенных между собой гайкой. Вода поступает в цилиндр *3*, заканчивающийся ниппелем *4* с внутренним каналом диаметром 1 мм. Сжатый воздух поступает в цилиндр *1* и выходит из форсунки через кольцевую щель *2*. Выходя из щели *2*, воздух подхватывает воду и распыляет на мельчайшие капли. Для снабжения форсунок водой устанавливают герметический бачок на 100—200 мм ниже уровня факела фор-

сунок. В верхнюю часть бачка поступает сжатый воздух, благодаря чему в бачке устанавливается повышенное давление, под действием которого вода поступает к форсункам; с прекращением подачи сжатого воздуха избыточное давление в бачке падает и подача воды к форсункам прекращается. Производительность форсунки Р и Д при избыточном давлении воздуха 1 атм составляет 2,7 л/ч. Расход сжатого воздуха на форсунку — 4 м³/ч.

Наиболее экономичной по энергетическим затратам является форсунка ЦНИХБИ (конструкция Я. Я. Ипполитова). Сжатый воз-

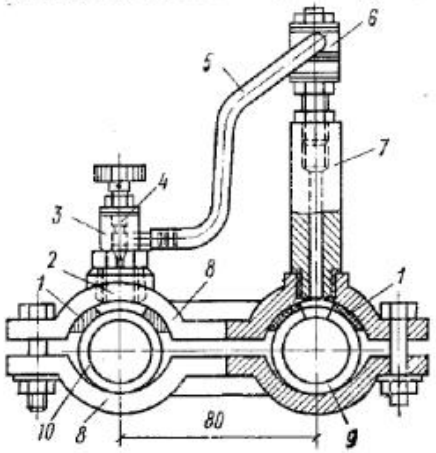


Рис. IV.83. Установка комплекта пневматической форсунки ЦНИХБИ

дух поступает в канал *1* (рис. IV.82), проходит в нижнюю полость *3* колпачка *2* и по двум диаметрально противоположным щелям *4* выходит в помещение. Вода, пройдя отверстие *6* в штуцере *7*, попадает в верхнюю полость колпачка *2* и выходит по двум щелям, расположенным над двумя щелями для истечения сжатого воздуха Вода и воздух, выйдя из внутренней полости форсунки, взаимодействуют друг с другом на клинообразном острие стержня *5*, где скорость движения воздуха максимальная (около 300 м/с). Для повышения скорости и кинетической энергии сжатого воздуха щель для его выхода выполнена по принципу расширяющегося сопла. Вода распыляется на мельчайшие частицы сжатым воздухом, образуя два туманообразных факела длиной 2—2,5 м. Производительность форсунки составляет около 5 кг/ч при расходе сжатого воздуха 3,5—4 м³/ч.

Оптимальное избыточное давление воды перед форсункой 0,1—0,2, воздуха 0,9—1,1 кгс/см². На рис. IV.83 показана установка комплекта форсунок на трубах с водой *10* и сжатым воздухом *9*, в комплект входят форсунки *6*, дроссель игольчатый *3*, стойка *7*, хомут *8*, состоящий из двух половинок, резиновые прокладки *1* и резиновый шланг *5*. Игольчатый дроссель служит для фильтрации и регулирования количества воды, поступающей к форсунке. Он состоит из корпуса со штуцером для воды, иглы *4* с маховичком и фильтра *2* с сеткой. Трубопроводы воды и сжатого воздуха прокладываются в верхней зоне цеха таким образом, чтобы факелы воды из форсунок не попадали на технологическое оборудование.

На трубопроводах располагаются форсунки в местах, где к ним возможен доступ. Сжатый воздух предварительно перед подачей в систему должен быть очищен от механических примесей воды и масла. С этой целью на трубопроводе сжатого воздуха *9* устанавливается маслоотделитель. Вода поступает к форсункам непосредственно из водопровода без устройства промежуточных бачков, очищается от механических примесей в сетчатом металлическом фильтре и редуцируется водяным редуктором до требуемого давления.

Регулирование относительной влажности воздуха в помещении осуществляется изменением расхода воды, подаваемой к форсункам.

Перед испытанием и наладкой системы доувлажнения воздуха необходимо:

1. Проверить правильность установки форсунок и прокладки труб. Форсунки должны быть установлены в строго вертикальном положении, чтобы факелы распыляемой воды были направлены перпендикулярно к осям труб. Штуцеры форсунок и дросселей должны быть соединены резиновым шлангом соответствующего диаметра.

Водяной трубопровод и трубы сжатого воздуха следует проложить на высоте 2,5—3 м от пола строго горизонтально, чтобы выходные щели форсунок были на одном уровне.

2. Произвести наладку автоматики узлов в системе доувлажнения воздуха.

3. Осуществить пробный пуск системы и при необходимости выполнить механическую наладку отдельных узлов.

Пробным пуском проверяется плотность всех соединений на воздушных и водяных магистралях; исправность работы форсунок, которые не должны давать капели как во время работы, так при остановке и пуске системы. Факелы распыленной воды должны быть одинаковой насыщенности и не должны пульсировать. При пуске системы давления сжатого воздуха, поступающего на форсунки, устанавливается равным 1—1,1 кгс/см², а давление воды у форсунок 0,1—0,2 кгс/см². Окончательно форсунки регулируются игольчатым дросселем. В результате регулировки необходимо получить двухсторонний равномерный факел распыленной воды с полным испарением ее в воздухе помещения.

Основные неисправности в работе пневматических форсунок и способы их устранения приведены в табл. IV.24.

4. Произвести наладку центрального кондиционера. Испытание и наладка системы доувлажнения воздуха выполняются в следующей последовательности:

при включенной системе доувлажнения с помощью центрального кондиционера добиваются поддержания проектной температуры воздуха в рабочей зоне помещения;

измеряют относительную влажность воздуха рабочей зоны при указанной температуре и наносят на *I—d* диаграмму точку *2* (рис. IV.84);

включают систему доувлажнения, в установившемся режиме работы измеряют параметры воздуха в рабочей зоне помещения и наносят на *I—d*-диаграмму точку *3*;

определяют производительность форсунки системы доувлажнения по формуле

$$W = \frac{G\,(d_3 - d_2)}{n}, \qquad \text{(IV.102)}$$

где G — количество воздуха, поступающего в помещение, кг; d_2 и d_3 — соответственно влагосодержание воздуха рабочей зоны без работы системы до-

Таблица IV.24. Неисправности в работе пневматических форсунок

Неисправность	Возможные причины	Способы устранения
Форсунка работает с односторонним факелом	Форсунка установлена не вертикально Засорена одна из выходных щелей для воды Штуцер для воды сдвинут в сторону одной из щелей	Установить форсунку вертикально Прочистить щель Установить штуцер так, чтобы вода делилась на два равных потока
Воздух из форсунки выходит, а вода не распыляется	Засорено проходное отверстие в штуцере форсунки Закрыт дроссель перед форсункой	Прочистить отверстие Открыть дроссель
Вода вытекает из форсунок при отсутствии сжатого воздуха	Электропневматический клапан, установленный на водяном трубопроводе, неплотно прикрывает проходное отверстие	Притереть штуцер клапана
Факелы форсунки неодинаковы по величине	Частично засорена щель для воды	Снять верхний колпачок форсунки и устранить засорение или заусенцы
Крупное распыление воды	Не полностью открывается мембранный клапан на трубопроводе сжатого воздуха, велико давление воды, через дроссель поступает много воды	Обеспечить полное открытие клапана, снизить давление редуктора, прикрыв дроссель, уменьшить поступление воды
Величина факела недостаточна	К форсунке подается мало воды	Увеличить давление воды с помощью редуктора Открыть дроссель, увеличить поступление воды к форсунке
При автоматическом включении и выключении установки наблюдается крупное распыление воды и капель	Непоследовательно срабатывают клапаны, установленные на водяном и воздушном трубопроводах	С помощью регулировки пружин колпаков добиться последовательного срабатывания клапанов с промежутком 4—5 с

увлажнения и при ее работе, г/кг; n — число установленных в помещении пневматических форсунок.

В случае если по результатам испытаний будет установлено, что подача системы недостаточна для обеспечения требуемой относительной влажности воздуха в помещении при производительности каждой форсунки менее 5 кг/ч, необходимо увеличить расход воды в системе с помощью водяного редуктора и испытания повторить.

Если производительность форсунки более 5 кг/ч, следует увеличить их число. При увеличении числа установленных форсунок

следует иметь в виду, что один узел может иметь не более 40 форсунок.

Если подача систем увлажнения превышает требуемое значение более чем на 15%, снизить подачу целесообразно сокращением числа установленных форсунок.

В последнее время для увлажнения воздуха все чаще применяются паровые увлажнители. Используются два вида систем увлажнения воздуха паром:

с использованием пара, получаемого от отопительных котлов;

с электропарогенераторами.

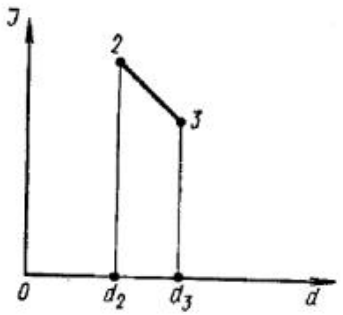


Рис. IV.84. *I—d*-диаграмма обработки воздуха в комбинированной системе с доувлажнением в помещении

Пар указанных систем вводится в воздух непосредственно в приточный воздуховод или в камеру перед вентилятором. На рис. IV.85 показана система увлажнения воздуха паром, получаемым от отопительного котла, разработанного Проектпромвентиляцией. Пар подводится тангенциально к центробежному конденсатоотделителю *2*, где за счет большой скорости пароводяной смеси на входе создается центробежная сила, отбрасывающая имеющийся конденсат к стенкам цилиндра, по которым он стекает вниз в коническую часть. Затем конденсат очищается от грязи в сетчатом фильтре *1* и по конденсатопроводу *10* поступает к конденсатоотводчику *9*. Отделенный от конденсата пар очищается от механических примесей в фильтре из тканой металлической сетки *3* и по паропроводу *4* поступает к редуктору *5*. С помощью редуктора поддерживается постоянное давление пара (1 кгс/см²) перед регулирующим клапаном *6*. Проходя через регулирующий клапан, пар снова редуцируется до давления, близкого к атмосферному, и поступает к пористому керамическому паровыпускному элементу *8*. Элемент выполняет функции фильтра тонкой очистки, шумоглушителя и паровыпускного устройства. Пористый керамический элемент представляет собой цилиндр с толщиной стенок 10 мм и размером пор 100±20 мк.

Расход пара регулируется с помощью регулирующего клапана, который в зависимости от потребности постепенно открывается или закрывается. Для предотвращения конденсации пара, поступающего в воздух, трубопровод от регулирующего клапана до пароразделяющего элемента теплоизолируется устройством паровой рубашки *7*. Пар в паровую рубашку поступает от магистрального паропровода, а образующийся конденсат вытекает через конденсатоотводчик. Количество пара, поступающего в воздух от одного ряда пароразделяющих элементов, не должно превышать 5 г/кг. При необходимости подачи большего количества пара устанавливается вторая группа пароразделяющих элементов на расстоянии 1,5—2 м по ходу воздуха.

Перед производством испытания и наладки систем увлажнения необходимо:

а) очистить фильтр конденсатоотделителя от грязи;

б) с помощью редуктора отрегулировать требуемое давление пара перед регулирующим клапаном;

в) пустить пар в паровую рубашку;

г) проверить работу конденсатоотводчика.

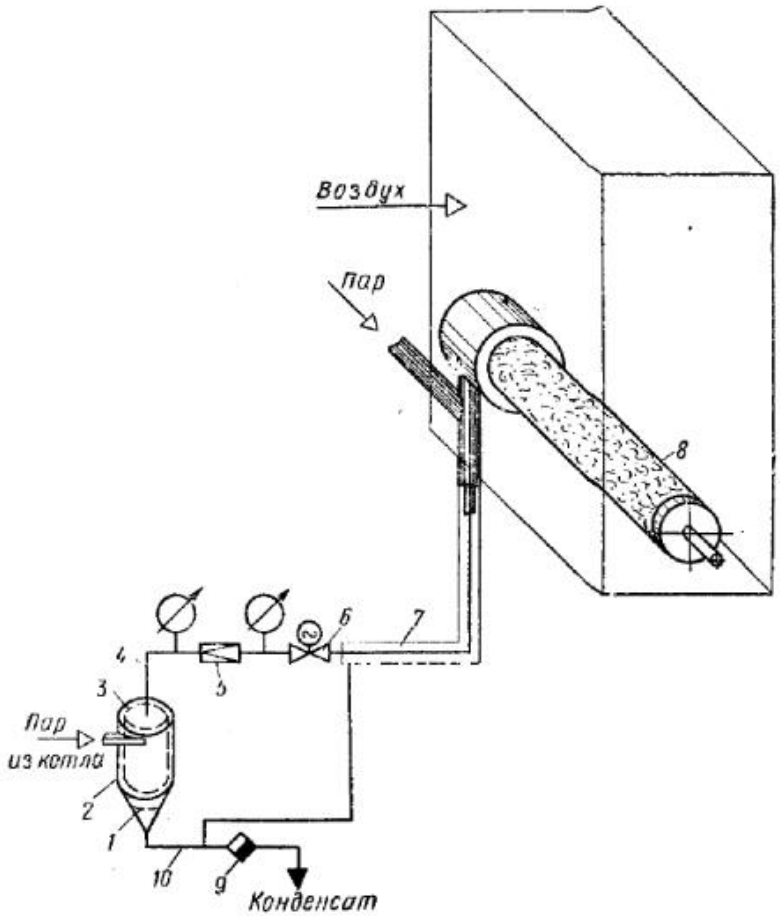


Рис. IV.85. Система увлажнения воздуха паром, получаемым от отопительного котла

Испытание и наладка системы увлажнения воздуха паром осуществляется в следующей последовательности:

1. Добиваются проектной температуры приточного воздуха при выключенной системе увлажнения с помощью калорифера приточной установки или калорифера второго подогрева кондиционера.

2. Измеряют относительную влажность воздуха при данной температуре на выходе из приточного отверстия и наносят на *I—d*-диаграмму точку *1* (рис. IV.86).

3. Включают систему увлажнения, полностью открывают регулирующий клапан и в установившемся режиме ее работы измеряют параметры воздуха на выходе из приточного отверстия и наносят на *I—d*-диаграмму точку *2*.

4. Определяют подачу системы увлажнения, г, по формуле

$$W = G\,(d_2 - d_1), \qquad \text{(IV.103)}$$

где G — количество увлажняемого воздуха, кг/ч; d_1 и d_2 — влагосодержание воздуха до и после увлажнения, г/кг.

5. Определяют паровую нагрузку на один пароразлающий элемент и сравнивают с рекомендуемой. Если фактическая паровая нагрузка раздающего элемента превышает рекомендуемую, снижают подачу системы уменьшением давления пара перед клапаном с помощью редуктора. В том случае, если по результатам испытаний будет установлено, что подача системы по пару ниже требуемой, необходимо увеличить расход пара с помощью редуктора или изменением диаметра условного прохода регулирующего клапана. При увеличении подачи системы следует проверить паровую нагрузку на один раздающий элемент.

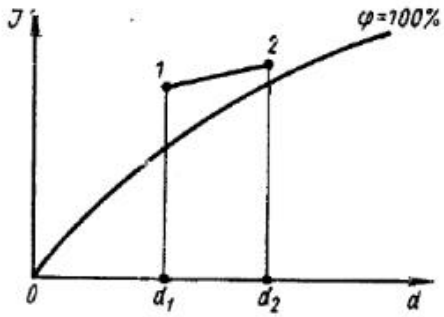


Рис. IV.86. *I—d*-диаграмма процесса увлажнения воздуха паром

Если испытания системы увлажнения воздуха паром проводятся при начальном влагосодержании воздуха, превышающем проектное значение, расчетом и построением процесса на *I—d*-диаграмме определяется требуемая температура воздуха, при которой конечная влажность не будет превышать 90—95%. Требуемая температура обеспечивается с помощью калориферов и испытание выполняется при начальных параметрах воздуха, отличных от проектного значения.

Для увлажнения воздуха также используются три вида индивидуальных парогенераторов — открытые ванночки с подогревом воды электронагревателями, закрытые емкости с подогревом электронагревателями и с помощью электродов. Открытые ванночки устанавливаются в основном в автономных кондиционерах так, чтобы открытая поверхность воды обдувалась воздухом. Отдельно стоящие парогенераторы представляют собой емкость, заполненную водой, с установленными в ней электронагревателями. Пар генерируется в емкости и отводится по трубке в воздуховод или секцию кондиционера. Давление пара в емкости может поддерживаться на любом требуемом уровне. Практически для увлажнения воздуха в котле достаточно поддерживать низкое давление, достаточное для преодоления давления в раздающем паропроводе. Недостатком парогенераторов с электронагревателями является их большая масса, значительная инерционность, сложность пропорционального регулирования и сравнительно низкая надежность работы.

Большая инерционность парогенераторов обусловлена тем, что получить пар можно после того, как кожух генератора и весь объем воды прогреваются до температуры 100° С, на что уходит значитель-

ное время. Пропорциональное регулирование производительности парового увлажнителя требует устройства сложной автоматики, а низкая надежность работ вызвана тем, что включение электронагревателей при отсутствии воды выводит их из строя.

В ГПИ Проектпромвентиляция разработан увлажнитель с электродным парогенератором (рис. IV.87) производительностью пара до 35 кг/ч. Паровой увлажнитель состоит из котла *1*, в котором расположены электроды *2*. Электроды подключены к силовой электро-

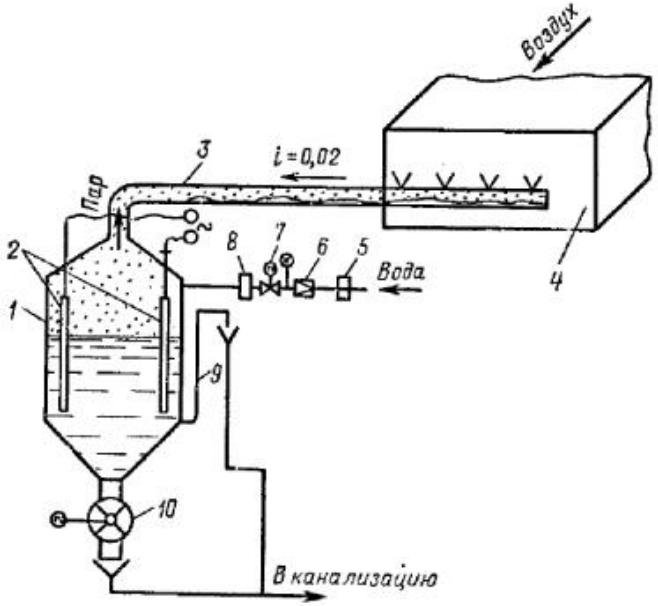


Рис IV.87. Электродный парогенератор

сети. Цепь замыкается через воду за счет ее электропроводности. Причем чем больше в воде растворенных солей, тем выше ее электропроводность. Водопроводная вода, подаваемая в котел, очищается в фильтре тонкой очистки *5*, редуцируется до давления 0,5—1 кгс/см² в редукторе *6*, проходит регулирующий клапан *7* и магнитное противонакипное устройство *8*. Для предохранения котла от затопления предусмотрена переливная труба *9*. Паровой увлажнитель работает следующим образом: электроды подключаются к электросети: пар генерируется на поверхности электродов через несколько секунд после включения задолго до того, как вся масса воды прогреется: расход пара регулируется изменением количества подаваемой в котел воды с помощью регулирующего клапана *7*; при снижении подачи воды в котел смоченная площадь поверхности электродов уменьшается, а также снижается паропроизводительность увлажнителя; когда уровень воды в котле установится ниже электродов, электрическая цепь разомкнется; при повышении уровня воды электрическая цепь снова замыкается и начинает генерироваться пар, который отводится по паропроводу *3* непосредственно в воздуховод *4*; скапливающийся в паропроводе конденсат стекает обратно

в котел, поскольку паропровод проложен в сторону котла с небольшим уклоном.

При испарении воды растворенные в ней соли жесткости выпадают в виде жесткого осадка и удаляются в канализацию шнеком *10*. Концентрация солей в период работы котла постоянно растет, а следовательно, и растет электропроводность воды. При достижении высокой концентрации солей может произойти короткое замыкание через воду. Для предотвращения этого предусматривается постоянная продувка котла за счет постоянно вращающегося шнека. Независимо от режима работы парового увлажнителя через шнек сбрасывается часть воды — ориентировочно 10% номинальной подачи воды, тем самым обеспечивается поддержание солесодержания на постоянном уровне.

До начала испытания и наладки парогенератора необходимо:

очистить от механических примесей фильтр тонкой очистки воды;

вскрыть котел и проверить состояние электродов. В случае значительного отложения солей жесткости на электродах очистить их;

проверить работу шнека пробным включением электродвигателя;

отключить силовое питание, полностью открыть регулирующий клапан, включить в работу шнек, с помощью редуктора отрегулировать давление воды, при котором ее расход будет 1,1 W (W — проектная подача по пару, кг/ч). Расход воды измеряется мерным сосудом, установленным на выходе воды из переливного трубопровода;

слить полностью воду из парогенератора, включить силовое электропитание, полностью открыть регулирующий клапан и включить шнек. Испытание парогенератора производится в установившемся режиме его работы по методике, изложенной для систем увлажнения с использованием пара отопительного котла.

IV.7. ИСПЫТАНИЕ И НАЛАДКА СИСТЕМ ТЕПЛОХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ

Целью наладки систем теплохолодоснабжения кондиционеров является достижение требуемых расходов тепло- и холодоносителя на каждый установленный кондиционер, зональный подогреватель или охладитель.

Наладка системы теплоснабжения калориферов первого подогрева производится после выполнения наладки автоматики теплового ввода по поддержанию проектного перепада давления прямого и обратного теплоносителя. Испытание системы теплоснабжения осуществляют при полностью открытых регулирующих клапанах и закрытых задвижках обвода всех калориферов первого подогрева кондиционеров и приточных вентиляционных установок, питающихся от данного теплового узла.

При указанном режиме работы системы теплоснабжения определяются теплопроизводительность каждой калориферной установки и расход поступающего теплоносителя. В случае если по результатам испытаний будет установлено, что в каждый калорифер затекает пропорционально больше или меньше теплоносителя, чем требуется по проекту, соответственно нужно уменьшить или увеличить расход с помощью регулятора расхода теплового узла.

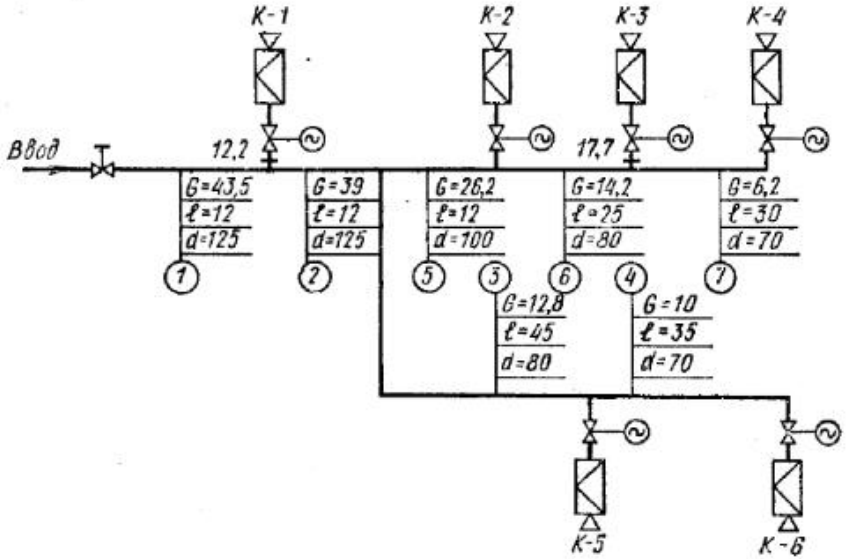


Рис. IV.88. Расчетная схема теплоснабжения кондиционеров

Если в результате испытаний установлена неудовлетворительная работа сети теплоснабжения, то производятся расчет системы и ее регулировка изменением диаметра условного прохода регулирующих клапанов калориферов, а при их отсутствии — подбором и установкой дроссельных шайб.

Сначала составляется расчетная схема разводящих трубопроводов от теплового ввода к кондиционерам. Пример расчетной схемы приведен на рис. IV.88. На схеме должны быть нанесены расчетные участки с указанием длин, диаметров и расчетных нагрузок по каждому участку.

Таблица IV.25. **Гидравлический расчет трубопроводов**

№ расчетного участка	№ предыдущего участка	Диаметр трубопровода, мм	Длина, м	Расход воды, м³/ч	Удельные потери давления, мм вод. ст.	Потери давления, мм вод. ст.	Суммарные потери давления на одной трубе от ввода, м вод. ст.	Потери давления по двум трубам от ввода, м вод. ст.	Перепад давлений в конце участка, м вод. ст.
1	Ввод	125	12	43,5	12	188	0,2	0,4	14,6
2	1	125	12	39	9,5	148	0,3	0,6	14,4
3	2	80	45	12,8	10	590	0,9	1,8	13,2
4	3	70	35	10	15	680	1,6	3,2	11,8
5	4	100	12	26,2	14	220	0,6	1,2	13,8
6	5	80	25	14,2	13	420	1,0	2	13
7	6	70	30	6,2	5,5	215	1,2	2,4	12,6

Примечание. Перепад давлений на вводе по проекту (после регулятора) $H_р$=15 м вод. ст.

Гидравлический расчет трубопроводов выполняется по общепринятой методике (местные потери принимаются в размере 30% линейных). Пример гидравлического расчета приведен в табл. IV.25.

Разность между проектным перепадом давлений на тепловом вводе (после регулирующего клапана) и потерями давления по двум трубам от ввода до кондиционера определяет расчетный перепад давлений у кондиционера. Разность между расчетным перепадом давлений у кондиционера и гидравлическим сопротивлением базовых теплообменников является расчетным перепадом давления на клапане. Расчетный перепад давлений на клапане необходимо сравнить с расчетным гидравлическим сопротивлением полностью открытого клапана. При правильно подобранном клапане они должны быть равны. В том случае, если сопротивление клапана больше перепада давлений на клапане, последний необходимо заменить на клапан с большей пропускной способностью. Если же сопротивление клапана меньше расчетного перепада на клапане, то избыточный перепад давлений может быть погашен в дроссельной шайбе.

Диаметр отверстия в дроссельной шайбе, мм, определяется по формуле

$$d_0 = 10\sqrt[4]{\frac{G}{H_{изб}}}, \qquad (IV.104)$$

где G — расчетный расход теплоносителя, т/ч; $H_{изб}$ — избыточный перепад давлений, м вод. ст.

Таблица IV.26. **Расчет дроссельных шайб**

№ кондиционера	Расчетный расход воды, м³/ч	Перепад давлений кондиционером, м вод. ст.	Гидравлическое сопротивление базовых теплообменников, м вод. ст.	Расчетный перепад давлений на клапане, м вод. ст.	Гидравлическое сопротивление клапана, м вод. ст.	Перепад давления, гасимый в шайбе, м вод. ст.	Диаметр отверстия в шайбе, мм
К-1	4,5	14,6	1,6	13	4	9	12,2
К-2	12	13,8	4	9,8	15	—	—
К-3	8	13	2,5	10,5	4	6,5	17,7
К-4	6,2	12,6	2	10,6	10,6	—	—
К-5	2,8	13,2	1,5	11,7	11,7	—	—
К-6	10	11,8	3	8,8	13	—	—

Пример расчета дроссельных шайб приведен в табл. IV.26.

Как видно из табл. IV.26, для кондиционеров К-4, К-5 клапаны подобраны правильно, для К-2, К-6 — следует заменить, а для К-1, К-3 — установить шайбы.

В том случае, если для теплоснабжения калориферов второго подогрева используется вода постоянной температуры, устанавливают бойлер или смесительный узел. Принципиальная схема теплоснабжения калориферов второго подогрева представлена на рис. IV.89. Постоянная температура теплоносителя, подаваемого к калориферам, поддерживается регулирующим клапаном *4*, установленным на трубопроводе первичного теплоносителя бойлера *5*. Вода насосом *1* подается в калорифер, на выходе из которого установлен регулирующий клапан *2*. Для поддержания постоянного давления

теплоносителя установлен регулятор давления *3*, который в зависимости от положения регулирующего клапана *2* перепускает часть теплоносителя из прямой линии в обратную.

На рис. IV.90 представлена принципиальная схема смесительного узла. Горячая или перегретая вода из теплосети проходит через регулирующий клапан *6*, в точке *а* смешивается с охлажденной водой и смесь нагнетается насосом *1* в калорифер *3*. Излишек воды из системы по трубопроводу *5* сбрасывается в обратный трубопровод теплосети. Для предохранения от перетока воды из прямой линии

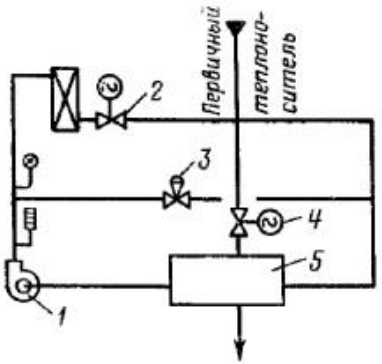


Рис. IV.89. Схема теплоснабжения калориферов второго подогрева с бойлером

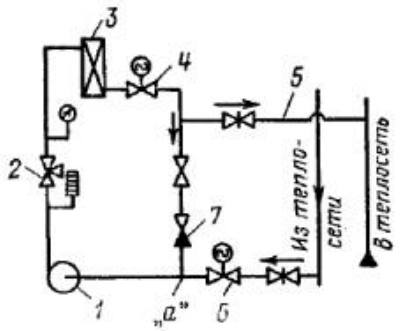


Рис. IV.90. Смесительный узел

теплосети в обратную установлен обратный клапан *7*. Постоянство температуры теплоносителя поддерживается регулирующим клапаном *6*. При понижении температуры смеси клапан открывается, а при повышении — прикрывается. Постоянное давление теплоносителя поддерживается специальным регулятором давления *2*. Теплопроизводительность калорифера регулируется клапаном *4*.

Методика испытания и наладки системы теплоснабжения калориферов второго подогрева аналогична методике испытания и наладки системы теплоснабжения калориферов первого подогрева.

Холодоносителем для систем кондиционирования воздуха, как правило, служит вода, поступающая от холодильных установок или от естественных источников холода.

Принципиальная схема холодоснабжения при использовании в качестве холодоносителя воды артезианской скважины показана на рис. IV.91. Поскольку потребление холодной воды установкой кондиционирования воздуха неравномерно и зависит от параметров наружного воздуха, предусматривается установка бака холодной воды *3*. Вместимость бака, как правило, рассчитывается исходя из обеспечения запаса холодной воды, достаточного для нормальной работы насосов камер орошения кондиционера в течение 15—20 мин. Следовательно, при этом обеспечивается частота включения насоса артезианской скважины *1* не чаще, чем через 15—20 мин. Уровень воды в баке контролируется регулятором уровня *2*, который включает артезианский насос при достижении уровня в положении I и

выключает при положении II. Из бака насосом *5* артезианская вода подается к камерам орошения кондиционеров.

Отработавшая вода из поддона оросительной камеры самотеком сливается либо в канализацию, либо используется для охлаждения конденсаторов холодильных машин или технологических установок. Для предотвращения загрязнения форсунок оросительной камеры всасывающий трубопровод насоса *5* оборудован фильтром *7*. В случае отказа регулятора уровня, т. е. если артезианский насос

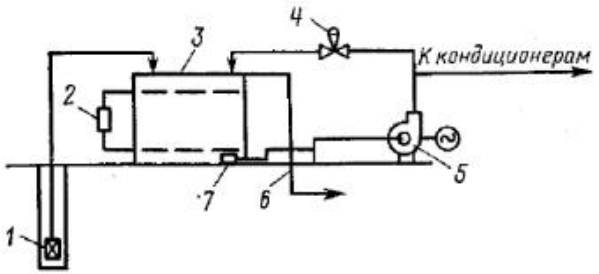


Рис. IV.91. Схема холодоснабжения при использовании артезианской воды

не отключится при достижении положения II уровня воды в баке, чтобы не получилось затопления, предусмотрен переливной трубопровод *6*. Диаметр переливной трубы должен быть рассчитан на пропуск самотеком количества воды, равного подаче артезианского насоса. Постоянное давление воды перед регулирующими клапанами кондиционеров обеспечивается регулятором *4*, который перепускает часть артезианской воды из нагнетающего трубопровода в бак.

Испытание и наладка системы холодоснабжения производятся в следующей последовательности:

1. Проверяют соответствие диаметров трубопроводов, типа установленного насоса и электродвигателя, размера бака, а также тепловой изоляции и контрольно-измерительных приборов проекту.

Сверяют отметки уровня воды в поддоне оросительной камеры и полностью заполненного бака с проектным значением уровня.

2. Очищают от грязи водяной фильтр бака.

3. При выключенном насосе *5* (см. рис. IV.91) и работающем насосе артезианской скважины проверяется переливное устройство бака. В том случае, если система переливных трубопроводов не обеспечивает удаление из бака поступающей воды, производят расчет и заменяют трубопровод.

4. Регулируют регулятор уровня *2* так, чтобы насос артезианской скважины выключался при достижении уровня воды в баке на 10—15 см ниже уровня переливного отверстия и включался при достижении уровнем воды верхней кромки фильтра *7*.

5. При полностью открытых регулирующих клапанах кондиционеров и включенных насосах оросительных камер измеряют подачу насоса *5*, для чего определяют время, за которое изменится уровень воды в баке от положения II до положения I.

Подача насоса вычисляется по формуле, м³/ч:

$$W = \frac{v \cdot 3600}{\tau}, \qquad \text{(IV.105)}$$

где v — объем воды, откаченной из бака, м³; τ — время опорожнения бака, с.

6. Определяют подачу насоса артезианской скважины по времени заполнения бака от уровня I до уровня II.

7. По графику рис. IV.39 определяют массу воды, подаваемой насосом оросительной камеры на форсунки, $W_п$.

8. Находят массу артезианской воды, поступающей к каждому кондиционеру, для чего необходимо:

измерить температуру воды, подаваемой на форсунки $t_п$, в поддоне оросительной камеры $t_{обр}$ и артезианской перед регулирующим клапаном $t_а$.

Масса артезианской воды вычисляется из уравнения теплового баланса

$$W_а = \frac{(t_п - t_{обр}) W_п}{(t_а - t_{обр}) 1000}, \qquad (IV.106)$$

где $W_а$ — расход артезианской воды, кг/ч.

Если по результатам расчета будет установлено, что масса артезианской воды не соответствует проектному значению, производят гидравлический расчет сети трубопроводов с подбором дроссельных шайб, заменой установленных регулирующих клапанов или их реконструкцией.

При проектном расходе воды и открытых регулирующих клапанах кондиционеров отрегулировать регулятор давления.

При использовании искусственных источников холода количество циркулирующей в системе холодной воды постоянно. В этом случае применяют две схемы систем холодоснабжения открытую и закрытую.

Открытая схема холодоснабжения представлена на рис. IV.92. Бак *8* располагается ниже уровня воды в поддоне камер орошения кондиционеров для того, чтобы можно было осуществить возврат воды из поддонов в бак самотеком. Бак разделен на два отсека — отсек отепленной воды I и отсек холодной воды II. Система работает следующим образом. Насос *6* через фильтр *7* забирает охлажденную воду из отсека II бака и нагнетает ее к насосу орошения кондиционера. Отепленная вода из поддона камеры самотеком стекает в отсек *1* бака по трубопроводу *3*. Насос *1* забирает через фильтр *9* отепленную воду из отсека I и нагнетает ее в испаритель *2* холодильной машины.

Охлажденная в испарителе вода стекает в отсек II. В зависимости от соотношения подачи насосов *1* и *6* вода, может переливаться через перегонку бака из одного отсека в другой. Для поддержания постоянного давления воды перед регулирующим клапаном *4* независимо от положения его плунжера устанавливается регулятор давления *5*, который при снижении потребления холодной воды кондиционером перепускает ее обратно в бак.

Включение и выключение холодильных машин осуществляется регулятором температуры, чувствительный элемент которого установлен в отсеке холодной воды. Регулятор температуры управляет работой холодильной машины по двум установленным предельным температурам холодной воды. Верхняя предельная температура равна расчетной температуре охлажденной воды, которая должна подаваться к оросительной камере. Нижняя предельная температура обусловлена требованиями безаварийной и экономичной работы холодильной машины. Под безаварийной работой подразумевается исключение замораживания воды в трубках испарителя, возможное при температуре испарения холодильного агента ниже 0° С.

Нижняя предельная температура холодной воды, как правило, принимается 6° С, а верхняя — 7—10° С. Следовательно, при этих режимах регулятор температуры включит холодильную машину при температуре воды в холодном отсеке бака 7—10° С и выключит, когда температура станет 6° С.

Объем бака должен быть рассчитан на включение холодильной машины не более 4 раза в 1 ч. Это необходимо для работы электродвигателей, которыми комплектуются холодильные машины в установленном режиме, а также для снижения вредного влияния

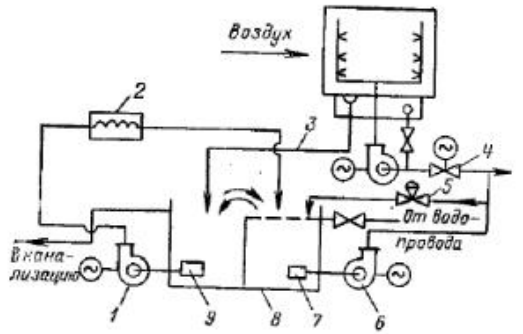


Рис. IV.92. Схема холодоснабжения с двумя баками при использовании искусственного источника холода

перегрузок на обмотки. Кроме того, более частое включение холодильной машины повышает износ частей компрессора и усложняет эксплуатацию.

При испытании и наладке системы необходимо:

1. Полностью открыть вентиль трубопровода подпиточной воды и проверить работу переливного устройства.

2. Очистить от грязи фильтры *7* и *9* (см. рис. IV. 92).

3. Опорожнить отсек *I*, выключить насос 1 и полностью открыть регулирующие клапаны кондиционеров. Определить подачу насоса по времени изменения уровня воды в отсеке II.

4. Опорожнить отсек II, выключить насос *6*. Определить подачу насоса I по времени изменения уровня в отсеке I.

5. Определить количество охлажденной воды, поступающей к каждому кондиционеру, при необходимости произвести регулировку сети холодоснабжения.

6. Отрегулировать регулятор давления.

7. Закрыть регулирующие клапаны кондиционеров, включить насосы *1* и *6*. При температуре воды в отсеках I и II, равной верхнему пределу, определить аккумуляционную способность системы холодоснабжения, включив в работу холодильную машину наименьшей производительности по холоду, и определить время, за которое температура воды в отсеке II станет равной нижнему предельному значению.

Система холодоснабжения имеет аккумуляционную способность, удовлетворяющую требованиям СНиП, если вода в емкостях охлаждается от максимальной до минимальной температуры не менее чем через 15 мин после включения холодильной машины. Если охлаждение воды будет осуществлено менее чем через 15 мин, необходимо увеличить аккумуляционную способность системы:

а) увеличением вместимости баков;

б) изменением нижнего или верхнего предельного значения температуры воды в отсеке II;

в) одновременным снижением нижнего и повышением верхнего предельного значения температуры воды в отсеке II;

г) одновременным изменением предельной температуры воды и вместимости баков.

Наряду с емкостью, разделенной на два отсека в открытых системах холодоснабжения, может быть применена аккумулирующая емкость без деления на отсеки. Испытание и наладка такой системы выполняются по методике, изложенной выше.

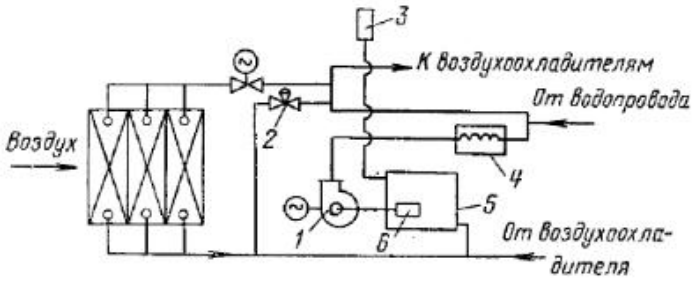


Рис. IV.93. Закрытая система холодоснабжения с емкостью-аккумулятором

Открытые системы холодоснабжения требуют устройства емкостей, расположенных ниже уровня поддонов оросительных камер прокладки самотечных сливных трубопроводов большой площади сечения, установки значительного числа циркуляционных насосов.

Закрытые системы холодоснабжения лишены большей части указанных недостатков. Закрытые системы в зависимости от условий работы кондиционеров могут быть с емкостью для воды либо без нее.

На рис. IV.93 представлена закрытая схема системы холодоснабжения. Насос *1* через фильтр *6* забирает воду из герметичной емкости *5* и подает ее в испаритель *4* холодильной машины. Из испарителя охлажденная вода поступает в воздухоохладители кондиционеров, откуда снова возвращается в герметичную емкость. Для компенсации температурного расширения вода, а также для удаления воздуха в верхней точке системы устанавливается расширительный бак *3*. Поддержание постоянного давления воды перед регулирующими клапанами поверхностных воздухоохладителей осуществляется регулятором *2*, который при увеличении давления сбрасывает часть воды из нагнетательной во всасывающую линию насоса. Как и в открытой системе, емкость герметичного бака совместно с емкостью трубопроводов воздухоохладителей и испарителей должна обеспечить не более четырех включений холодильной машины на 1 ч.

Методика испытания и наладки закрытой системы холодоснабжения с баком-аккумулятором аналогична методике испытания и наладки открытой системы, за исключением определения подачи насоса.

Подача насоса определяется по результатам испытания воздухоохладителей суммированием потребления холодной воды всеми кондиционерами.

Схема закрытой системы холодоснабжения без емкости представлена на рис. IV.94. Эта схема выгодно отличается от ранее рассмотренной отсутствием емкости. Насос *1* забирает отепленную воду, поступающего от поверхностных воздухоохладителей и нагнетает ее в испарители *2*, после чего охлажденная вода вновь поступает в воздухоохладители. Количество циркулирующей воды в системе постоянно, а холодопроизводительность воздухоохладителей регулируется выключением холодильных машин.

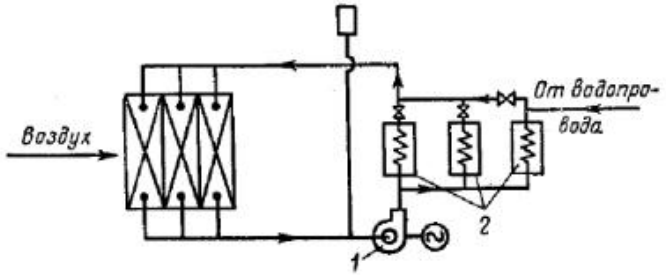


Рис. IV.94. Закрытая система холодоснабжения без емкости

Применение этой системы возможно лишь в том случае, когда обеспечивается включение холодильных машин не чаще чем 4 раза в 1 ч. Как правило, емкости трубопроводов, воздухоохладителей и испарителей недостаточно для обеспечения этого условия. Поэтому используются несколько небольших холодильных машин или машины с регулируемой холодопроизводительностью. При этом включение и выключение машины осуществляется не по температуре воды, а по температуре наружного воздуха или воздуха за охладителем кондиционера.

Подача насоса определяется по результатам испытания воздухоохладителей. При включенных холодильных машинах и максимальных параметрах воздуха перед воздухоохладителем производится гидравлическая регулировка систем для обеспечения проектных расходов воды через испарители холодильных машин. Регулирование расходов воды осуществляется до достижения одинаковой температуры воды на выходе из испарителей.

Определяется полезная холодопроизводительность одного испарителя. При регулировании холодопроизводительности по температуре воздуха за воздухоохладителем определяется:

1. Перепад температуры воздуха за воздухоохладителем при включении одной холодильной машины, °С:

$$\Delta t = Q/0{,}24G,$$

где Q — холодопроизводительность одного испарителя ккал/ч; G — количество воды, проходящего через воздухоохладитель, кг/ч.

2. Нижнее и верхнее предельные температуры воздуха за воздухоохладителем

$$t_{\text{н}} = t_{\text{р}} - \frac{\Delta t}{2}; \quad t_{\text{в}} = t_{\text{р}} + \frac{\Delta t}{2},$$

где $t_{\text{р}}$ — расчетная температура воздуха за воздухоохладителем, °С.

Полученные предельные значения сравнивают с проектными. В том случае, если фактические предельные температуры воздуха превышают проектные, необходимо снизить холодопроизводительность холодильной машины или изменить схему регулирования воздухоохладителей.

Холодопроизводительность кондиционера регулируется включением холодильных машин по параметрам наружного воздуха.

IV.8. РЕГУЛИРОВАНИЕ МЕТЕОРОЛОГИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ В КОНДИЦИОНИРУЕМЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ. ИТОГОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ

Необходимость выполнения работ по регулированию метеорологических условий в помещении выявляется по результатам измерений температры, относительной влажности, скорости движения воздуха и концентрации вредных веществ.

Указанные измерения осуществляются при близких к расчетным выделениям тепла, влаги и газов.

Перед производством измерений необходимо:

1. Убедиться, что мощность установленного в помещении технологического оборудования соответствует проектному. Технологическое оборудование находится в нормальном эксплуатационном состоянии, при этом следует обратить внимание на теплоизоляцию горячих поверхностей, герметичность оборудования и соединений.

2. Проверить соответствие проекту фактической мощности освещения, числа работающих людей и числа нагревательных приборов. При выполнении работ в холодный и переходный периоды года температура теплоносителя, поступающего в систему отопления кондиционируемого помещения, должна соответствовать отопительному графику температур.

3. Убедиться в герметичности притворов оконных проемов и наличии средств по уменьшению теплопоступлений от солнечной радиации.

4. Отрегулировать систему кондиционирования воздуха с тем, чтобы в помещении поддерживалась температура и относительная влажность воздуха в соответствии с требованиями проекта.

В том случае, если при максимально возможной разности температур между приточным воздухом и воздухом рабочей зоны помещения и не удается поддержать требуемую температуру, необходимо выявить причины завышенных теплоизбытков и выдать необходимые рекомендации.

Может быть рекомендовано:

а) увеличение толщины тепловой изоляции горячих поверхностей;

б) снижение теплоотдающей поверхности нагревательных приборов системы отопления;

в) применение более эффективных устройств по уменьшению теплопоступлений за счет солнечной радиации;

г) уменьшение мощности искусственного освещения или количества единиц технологического оборудования до проектного значения;

д) устройство укрытий источников выделения тепла с удалением нагретого воздуха местными системами вытяжной вентиляции;

е) увеличение разности температур между приточным воздухом и воздухом рабочей зоны помещения.

Иногда не удается достичь требуемой температуры воздуха в кондиционируемом помещении из-за неэффективной подачи и удаления воздуха, когда часть подаваемого в помещение воздуха не участвует в ассимиляции теплоизбытков и уходит через натяжные отверстия.

Для определения эффективности принятой проектом схемы воздухообмена необходимо:

измерить температуру и относительную влажность воздуха на выходе из приточных отверстий, рабочей зоны помещения и на входе в каждое вытяжное отверстие;

с помощью I—d-диаграммы найти значение энтальпии воздуха в каждой измеренной точке. Если энтальпия удаляемого воздуха ниже энтальпии воздуха рабочей зоны помещения, принятая проектом схемы воздухообмена неэффективна.

Мероприятия по изменению схемы движения воздушных потоков в помещении:

удалением вытяжных отверстий от приточных;

измерением траектории и скорости движения проточных струй с обеспечением их внедрения в рабочую зону помещения. При обосновании, разрабатываются рекомендации по замене воздухораздающих устройств или схемы воздухообмена на более эффективные.

В случае, когда при расчетной температуре воздуха рабочей зоны помещения относительная влажность выше расчетной, необходимо выявить причины и выдать необходимые рекомендации:

укрыть технологическое оборудование, выделяющее влагу;

уменьшить смоченную поверхность пола путем устройства трапов и желобов, разделяющих цех на отдельные зоны и др.

Изменение относительной влажности воздуха до расчетной можно осуществить снижением или повышением температуры точки росы кондиционера или соответствующей проверке работы в новом режиме основных его элементов. Далее необходимо убедиться в наличии подпора в кондиционируемом помещении.

При установившемся режиме работы кондиционера изменяются температура, относительная влажность и скорости движения воздуха в рабочей зоне помещения. Температура и относительная влажность измеряется в центре равновеликих площадок, на которые разбивается площадь рабочей зоны. Подвижность воздуха измеряется на рабочих местах.

Равномерность распределения температур и относительной влажности в рабочей зоне определяется по среднему квадратичному отклонению, подсчитываемому по формулам:

$$\sigma_t = \sqrt{\frac{1}{n}\Sigma (t - t_{ср})^2}\ ; \qquad \text{(IV.106)}$$

$$\sigma_\varphi = \sqrt{\frac{1}{n}\Sigma (\varphi - \varphi_{ср})^2}\ , \qquad \text{(IV.107)}$$

где σ_t, σ_φ — среднее квадратичное отклонение соответственно по температуре и относительной влажности; t — температура воздуха в данной точке, °С; φ — относительная влажность воздуха в данной точке, %; $t_{ср}$ — средняя температура воздуха в рабочей зоне, °С; n — число замеров; $\varphi_{ср}$ — средняя относительная влажность воздуха в рабочей зоне, %.

Чем меньше δ, тем больше равномерность распределения соответствующего параметра. Равномерность распределения темпе-

ратуры и относительной влажности воздуха удовлетворяет требованиям СНиП, если величины средних квадратичных отклонений составляют: $\sigma_t \leqslant 1°$ С; $\sigma_\varphi \leqslant 7\%$.

При использовании местных кондиционеров-доводчиков или смесителей с индивидуальными регуляторами прямого действия среднее квадратичное отклонение может быть $\sigma_t \geqslant 2°$ С.

Если неравномерность температур и относительной влажности воздуха рабочей зоны превышает допустимую по СНиП или по условиям технологического процесса, то следует:

увеличить количество воздуха, поступающего в помещение, и соответственно снизить разность температур между приточным воздухом и воздухом рабочей зоны. Рекомендуется для обеспечения равномерности кратность воздухообмена принимать не менее пяти;

измерить конструкцию воздухораздающих устройств или схему воздухообмена.

Если подвижность воздуха в рабочей зоне превышает величины, допустимые по СНиП, следует:

уменьшить количество подаваемого воздуха;

изменить направление приточных струй таким образом, чтобы в месте их внедрения в рабочую зону подвижность воздуха не превышала нормируемой величины;

изменить конструкцию воздухораздающего устройства.

Если применяется количественная схема регулирования температуры воздуха в кондиционируемом помещении, параметры рабочей зоны измеряются при максимальном и минимальном количестве подаваемого в помещение воздуха.

Итоговые испытания систем кондиционирования воздуха осуществляются в одном из сезонных режимов. Целью итоговых испытаний является контрольная проверка работы систем кондиционирования воздуха в автоматическом режиме при нормальном технологическом процессе в кондиционируемом помещении. Итоговые испытания систем проводятся в течение рабочей смены.

При проведении испытаний в присутствии ответственного представителя Заказчика в журнале фиксируются следующие параметры:

температура и относительная влажность наружного воздуха;

температура и относительная влажность воздуха за оросительной камерой, на выходе из воздухораздающих устройств, в рабочей зоне кондиционируемого помещения;

температура теплоносителя на входе и выходе из калориферов;

температура холодоносителя;

температура и относительная влажность рециркуляционного воздуха;

скорость движения воздуха в рабочей зоне помещения;

концентрации производственных вредных выделений в рабочей зоне.

После окончания испытания системы анализируются полученные результаты измерений, сопоставляются с требованиями СНиП и санитарных норм, строится I—d-диаграмма фактического процесса обработки воздуха и сравнивается с проектной.

При удовлетворительных результатах контрольных испытаний составляется акт сдачи системы в эксплуатацию.

Глава V

ХОЛОДОСНАБЖЕНИЕ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

V.1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ

В систему холодоснабжения входят холодильные машины, насосы и емкости для хладоносителя и охлаждающей воды, запорная и регулирующая арматура, контрольно-измерительные приборы и средства автоматизации.

При наладке холодоснабжения систем кондиционирования воздуха (СКВ) осуществляют следующие основные мероприятия:

знакомятся с проектной документацией;

принимают монтажные работы, выявляют недоделки и дефекты монтажа и отступления от проекта;

проверяют отдельные устройства и приборы, не входящие в комплект поставки холодильных машин и не настроенные заводом-изготовителем;

подготавливают рекламации заводам-изготовителям при несоответствии устройств и приборов ТУ и ГОСТам;

д) проводят настройку устройств и приборов для обеспечения проектных показателей:

составляют технический отчет;

инструктируют службу эксплуатации.

Устройствами, непосредственно не входящими в состав системы холодоснабжения, но обеспечивающими ее работу, являются оборудование и аппаратура охлаждающего водоснабжения, а также подъемно-транспортное оборудование, необходимое для ремонта.

V.2. ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Для СКВ применяются холодильные машины с электрическим приводом и теплопотребляющие машины: бромистолитиевые абсорбционные и пароводяные эжекторные. Последние устанавливают при наличии низкотемпературного теплоносителя (воды с температурой 80—120° С или пара давлением 1,5 кгс/см^2) в летнее время.

Для СКВ чаще применяют компрессионные холодильные машины с электрическим приводом с поршневыми, винтовыми и центробежными компрессорами. В качестве хладагента компрессионных машин используют хладон-22, при температуре конденсации до 50°С, и хладон-12 — при температуре конденсации не выше 70° С (в этом случае холодопроизводительность снижается в 2 раза).

По рекомендациям ВНИИхолодмаша для СКВ наиболее экономично использовать холодильные машины с поршневыми компрессорами холодопроизводительностью до 370 тыс. ккал/ч.

При требуемой холодопроизводительности от 370 тыс. до 1 млн. ккал/ч предпочтительно применять холодильные машины с винто-

выми компрессорами, а свыше 1 млн. ккал/ч — с центробежными компрессорами. Поршневые компрессоры с холодопроизводительностью до 25 тыс. ккал/ч выполняются герметичными в стальном кожухе, а с холодопроизводительностью 25—370 тыс. ккал/ч — сальниковыми и бессальниковыми.

Технические данные поршневых компрессоров для СКВ приведены в табл. V.1.

Таблица V.1. **Технические данные поршневых компрессионных машин**

Марка машины	Холодопроизводительность, тыс. ккал/ч	Мощность, кВт	Число цилиндров	Диаметр цилиндра, мм	Ход поршня, мм	Объем, описываемый поршнем при частоте вращения 1450 об/мин, м³/ч	Масса, кг
П-40	84	21,8	4	76	66	104	320
ПБ-40	80	23					420
П-60	126	32,7	6			156	380
ПБ-60	120	34,5					480
П-80	168	43,6	8			208	430
ПБ-80	160	46					550
П-110	225	55	4	115	82	301	770
ПБ-110	220	59					1045
П-165	337,5	82,5	6			451,5	880
ПВ-165	331	88,5					1150
П-220	450	110	8			602	1000
ПБ-220	440	118					1220

Все поршневые компрессоры по ОСТ 26.03-943-74 имеют расчетную разность давлений конденсации и кипения — 17 кгс/см², электромагнитные устройства отжима всасывающих клапанов для регулирования холодопроизводительности.

Винтовые компрессоры несколько уступают поршневым по эффективности работы, но более надежны в эксплуатации (отсутствуют клапаны, поршневые кольца, шатуны). Продолжительность работы винтовых компрессоров составляет 50 тыс. ч, поршневых — не превышает 25 тыс. ч. Для винтовых компрессоров предусмотрено плавное регулирование холодопризводительности. Технические данные винтовых компрессоров приведены в табл. V.2, а холодильных машин с центробежными компрессорами — в табл. V. 3.

Таблица V.2. **Технические данные винтовых компрессоров, работающих на хладоне-22**

Марка машины	Холодопроизводительность, тыс. ккал/ч	Мощность, кВт	Объем, описываемый роторами при частоте вращения 2970 об/мин, м³/ч
ВХ350	700	180	835
ВХ700	1400	360	1770

Таблица V.3. **Технические данные холодильных машин с центробежными компрессорами (хладон-12)**

Марка машины	Холодопроизводительность, тыс. ккал/ч	Температура, °С		Частота вращения ротора, об/мин	Мощность электродвигателя, кВт
		кипения	конденсации		
ХТМР-125-1000	1200	2	40	15 000	500
ХТМФ-235М-2000-П	2100	2	40	9 500	800
ХТМФ-248-4000-П	3850	2	35	6 900	1500
ШХТМ-1300	1300	2	55	11 000	800
ТХМВ-2000	2000	3	40	8 800	800
ХТМВ-4000	4000	3	40	6 000	1600
ТХМВ-8000	8000	3	40	6 800	3000

Для СКВ с непосредственным охлаждением (с хладоновым воздухоохладителем) выпускаются компрессорно-конденсаторные агрегаты с холодопроизводительностью 31—188 тыс. ккал/ч. Агрегаты имеют конденсаторы водяного охлаждения и выпускаются заводами полностью готовыми к монтажу (с электродвигателем, арматурой, пусковыми устройствами и приборами автоматики). Технические данные компрессорно-конденсаторных агрегатов приведены в табл. V.4.

Таблица V.4. **Технические данные компрессорно-конденсаторных агрегатов, работающих на хладоне**

Марка машины	Холодопроизводительность*, тыс. ккал/ч	Мощность, кВт	Расход охлаждающей воды, м³/ч	Масса, кг
	Хладон-12			
АК-ФУ401Б	65	17	28	980
АК-ФУ401Б	84	26,6	40	1060
АК-ФУ401РЭ	88	27,5	40	1170
АК-ФУУ801Б	130	34	45	1115
АК-ФУУ801Б	168	53,2	60	1734
АК-ФУУ801РЭ	176	55	60	1760
	Хладон 22			
АК-АВ,221	31	8,75	10	792
АК-АВ,-221	47	12,8	14	829
АК-АУ,451	62	17,5	20	1010
АК-АУ,451	94	25,7	28	1235
АК-АУУ,901	124	35	40	2035
АК-АУУ,901	188	51,4	56	2300
АК40-2-0,1	62	19,6	15	800
АК60-2-0,1	93	29,4	22,5	900
АК80-2-0,1	124	39,2	30	1100

* При температуре кипения 5° С и охлаждающей воды на входе в конденсатор 28° С.

Для комплектации СКВ с центральными и местными кондиционерами выпускаются холодильные водоохлаждающие машины, полностью готовые к монтажу, включающие компрессор, конденсатор, испаритель, внутренние коммуникации, арматуру, приборы автоматики и электрооборудование. Некоторые машины при этом заполне-

ны хладоном и маслом, и их монтаж сводится к установке на фундамент и подводке водяных и электрических коммуникаций. Технические данные этих машин приведены в табл. V.5—V.8. Холодопроизводительность крупных и средних поршневых машин регулируется электромагнитным отжимом всасывающих клапанов компрессора,

Таблица V.5. Технические данные водоохлаждающих машин малой холодопроизводительности, работающих на хладоне

Марка	Холодопроизводительность, тыс. ккал/ч	Мощность, кВт	Расход, кг/с		Масса, кг
			охлаждающей воды	хладоносителя	
Хладон-22					
МКТ14-2-0	24,5	8,6	1,95	1,95	710
МКТ20-2-0	36,4	13,5	2,8	2,8	900
МКТ28-2-0	50	22	2,8	3,5	1150
Хладон-12					
МВТ18-1-0	30	17,5	6,5 (19 600)	2,8	1317
МВТ25-1-0	39	25	9 (27 000)	2,8	1580

Примечания. 1. Машины серийно выпускаются Мелитопольским заводом холодильного машиностроения. 2. В скобках указан расход воздуха, м³/ч. 3. Холодопроизводительность дана при температуре хладоносителя на выходе из испарителя 6 °С и воды (воздуха) на входе в конденсатор 20 °С (35 °С)

Таблица V.6. Технические данные водоохлаждающих машин средней холодопроизводительности, работающих на хладоне

Марка	Холодопроизводительность, тыс. ккал/ч	Температура, °С		Расход, кг/с		Масса, кг
		хладоносителя на выходе из испарителя	охлаждающей воды на входе в конденсатор	хладоносителя	охлаждающей воды	
Хладон-12						
ХМ-ФУ 40/I	80	8	22	8,35	4,17	2019
ХМ-ФУ 40/II	64	8	22	5,55	2,8	1816
ХМ-ФУ 40/IРЭ	81,5	8	22	8,35	4,17	2080
ХМ-ФУУ 80/I	160	8	22	16,7	8,35	3300
ХМ-ФУУ 80/II	129	8	22	11,1	5,55	2770
ХМ-ФУУ 80/IРЭ	163	8	22	16,7	8,35	3300
МКТ 60-2-0,1	94	6	20	6,25	3,12	1700
МВТ 60-1-0	70	8	35 (воздух)	6,25	13,9	2200
Хладон-22						
ХМВ-80	84	6	22	5,55	5,55	1800
МКТ 40-2-0,1	62,5	6	20	4,17	2,085	1350
МКТ 80-2-0,1	125	6	20	8,35	4,17	1800

Таблица V.7. Технические данные водоохлаждающих машин средней холодопроизводительности, работающих на хладоне-22

Марка	Холодопроизводительность*, тыс. ккал/ч, при температуре охлаждающей воды на входе в конденсатор, °С		Расход, кг/с		Масса, кг
	22	28	хладоносителя	охлаждающей воды	
ФМ-22	41(11,6)	38,5(12,2)	2,8	3,9	1470
ФМ-45	82(23,2)	77(24,4)	5,5	7,8	2160
ФМ-90	164(46,4)	154(48,8)	11,1	15,6	3680

* При температуре хладоносителя на выходе из испарителя 10 °С.

Таблица V.8. Технические данные водоохлаждающих машин большой холодопроизводительности, работающих на хладоне-22

Марка машины	Холодопроизводительность*, тыс. ккал/ч	Мощность, кВт	Расход, кг/с		Масса, кг
			хладоносителя	охлаждающей воды	
ХМ-22ФУ-200/2	360	103	25	23,5	7 680
ХМ-22ФУУ-400/2	710	207	50	47	12 606
МКТ-110-2-1(0)	185	48,7	14	12,5	4 845
МКТ-220-2-1(0)	370	97,4	29	25	7 030
МКТ-350-2-1(0)	580	165	41,5	36	8 700
МКТ-700-2-1(0)	1160	330	83	72	—

* При температуре хладоносителя на выходе из испарителя 6 °С и охлаждающей воды на входе в конденсатор 25 °С.

малых — пуском и остановкой компрессора. В перспективе будет применяться регулирование дросселированием на всасывании.

Абсорбционные бромистолитиевые машины, наиболее распространенные из теплоиспользующих машин, выпускаются в виде водо-

Таблица V.9. Технические данные абсорбционных бромистолитиевых холодильных агрегатов

Марка агрегата	Холодопроизводительность, *тыс. ккал/ч	Температура горячей воды на входе, °С	Расход, кг/с		Масса, кг	Габаритные размеры, мм
			хладоносителя	охлаждающей воды		
АБХА-500	500	75—80	28	50	25 000	4500×1800×4000
АБХА-1000	1000	120	55,5	69,5	32 000	9300×4845×2950
АБХА-2500	2500	120	125—181	208	88 000	12 800×5900×8200
АВХА-5000	5000	120	234	347	125 000	15 240×6000×8350

* При температуре хладоносителя на выходе из испарителя 7 °С и охлаждающей воды на входе в агрегат 26 °С.

охлаждающих агрегатов полной заводской готовности (табл. V.9). Абсорбционные агрегаты не имеют движущихся частей (за исключением водяных насосов), работают без вибраций, с небольшим шумом.

V.3. НАСОСЫ. ЕМКОСТИ ХОЛОДОНОСИТЕЛЯ И ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ВОДЫ

При использовании для СКВ холодильных машин холодопроизводительностью до 1500 тыс. ккал/ч применяются исключительно центробежные насосы с подачей до 350 м³/ч. При холодопроизво-

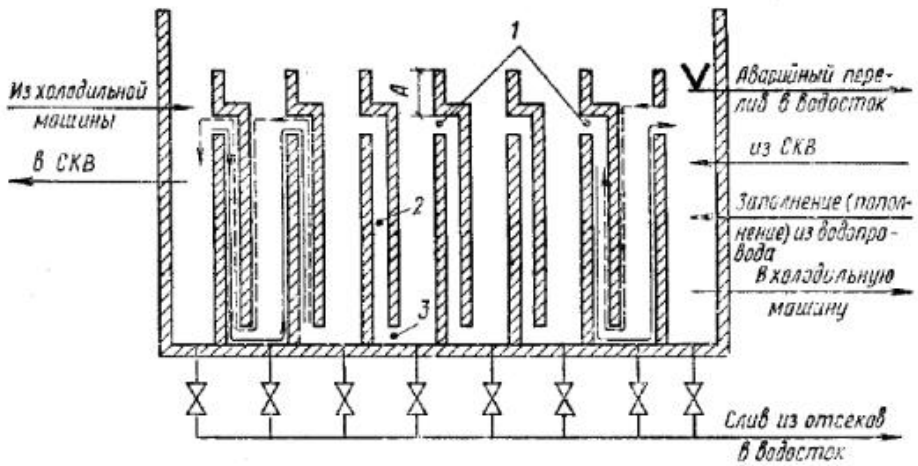


Рис. V.1. Схема перемещения хладоносителя в открытой емкости—аккумуляторе холода

дительности более 1500 тыс. ккал/ч и расходах хладоносителя и охлаждающей воды более 400 м³/ч используются также одно- и многоступенчатые винтовые насосы.

Насосы применяются с горизонтальным (в подавляющем большинстве консольные) и с вертикальным расположением вала (главным образом погружные).

Поскольку разность рекомендуемых расходов хладоносителя и охлаждающей воды для компрессионных холодильных машин СКВ является незначительной, в обоих контурах применяются насосы одного и того же типа (при соблюдении соответствующих перепадов температур и давлений в каждом из контуров).

Применение в обоих водяных контурах холодильной машины одинаковых насосов облегчает производство монтажных и наладочных работ, организацию предупредительных ремонтов и обслуживание системы холодоснабжения.

Основное назначение емкостей для хладоносителя и охлаждающей воды — обеспечить гидравлическую устойчивость циркуляционных контуров. Кроме того, использование емкости для охлаждающей воды при ее расположении у верхней гидравлической отметки контура исключает из сопротивления сети, преодолеваемого

насосом, расположенным у нижней отметки контура, гидростатическую составляющую. Емкость для хладоносителя часто служит аккумулятором «холода». В аккумуляторах «холода» объемом более 10 м³ и площадью более 4—6 м² для снижения потерь «холода» предусматривают помимо «холодного» и «теплого» еще и промежуточные отсеки (рис. V.1). Отсеки связаны таким образом, что при накоплении запаса «холода» охлажденный хладоноситель вытесняет (сплошные стрелки) более теплый — снизу вверх в направлении к «теплому» отсеку, а при расходовании запаса охлажденный хладоноситель вытесняется (пунктирные стрелки) более теплым — сверху вниз в направлении к «холодному» отсеку. Площади сечения отверстий в точках 1, 2 и 3 должны обеспечивать самотечное перемещение в двух направлениях при гидростатической высоте А — не более 100 мм. Когда уровень хладоносителя в емкости не совпадает с верхней гидравлической отметкой контура, и емкость не вмещает общий объем хладоносителя, емкость предусматривают герметичной и более прочной.

V.4. РЕГУЛИРУЮЩАЯ АРМАТУРА

Регулирующая арматура служит для изменения расхода среды. Основными параметрами регулирующей арматуры (табл. V.10) являются максимально допустимый перепад давления $\Delta P_{макс}$ и коэф-

Таблица V.10. Параметры регулирующих клапанов

Тип клапана	Параметр	При D_y, мм											
		25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300
Односедельный средних расходов	K_{vy}, т/ч	3,2	5	8	12	20	32	50	80	125	200	—	—
		5	8	12	20	32	50	80	125	200	320	—	—
		8	12	20	32	50	80	125	200	320	500	—	—
Двухседельный средних расходов	K_{vy}	4	6,3	10	16	25	40	63	100	160	250	400	630
		6,3	10	16	25	40	63	100	160	250	400	630	1000
		10	16	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600
	$\Delta P_{макс}$, кгс/см²	16							12(16)		8(12)		
Трехходовой средних расходов	K_{vy}, т/ч	3,2	5	8	12	20	32	50	80	125	200	—	—
		5	8	12	20	32	50	80	125	200	320	—	—
		8	12	20	32	50	80	125	200	320	500	—	—

* Примечания: 1. Для односедельных и трехходовых клапанов средних расходов ΔP макс подбирается по данным завода-изготовителя. 2. В скобках указан параметр для газа.

фициент идеальной (условной) пропускной способности полностью открытого клапана ($K_{v\,y}$), численно равный расходу, т/ч, жидкости с объемной массой 1 г/см³, проходящей через полностью открытый клапан при перепаде давления в нем 1 кгс/см². В соответствии с ГОСТ 14770—69 регулирующая арматура (клапаны) должна отвечать следующим требованиям:

допустимое отклонение действительной максимальной пропускной способности $K_{v\,100}$ от условной $K_{v\,y}$ не должно превышать ±8% $K_{v\,y}$ для клапанов средних и малых расходов;

действительная пропускная характеристика может отличаться от идеальной, при этом тангенс угла наклона участков действительной пропускной характеристики не должен отличаться от тангенса угла наклона идеальной пропускной характеристики более чем на ±30%.

Стандартами предусмотрен выпуск двухседельных и односедельных регулирующих клапанов средних расходов с линейной и равнопроцентной (логарифмической) идеальными пропускными характеристиками, а трехходовых и односедельных малых расходов — с линейной идеальной пропускной характеристикой. Односедельные клапаны малых расходов имеют K_{vy} при $D_y=15$ мм в пределах 0,1—2,5 т/ч, а при $D_y=20$ — в пределах 1,6—4 т/ч; $\Delta P_{макс}$ подбирается по данным заводов-изготовителей. Линейная идеальная пропускная характеристика определяет отношение относительного коэффициента n идеальной пропускной способности, равного K_v/K_{vy} к относительному ходу плунжера клапана S/S_y.

Равнопроцентная пропускная характеристика определяется выражением

$$\lg\frac{K_v}{K_{vy}}-\lg\frac{K_{v0}}{K_{vy}}=\frac{S}{S_y}\operatorname{tg}\alpha, \qquad (V.1)$$

где K_v/K_{vy} — относительный ход плунжера клапана; α — угол наклона характеристики к оси S, град; K_v — коэффициент идеальной пропускной способности в промежуточном положении клапана; S — ход плунжера клапана, мм; S_y — полный ход плунжера клапана, мм; K_{v_0} — коэффициент пропускной способности при полном закрытии клапана.

Двухседельные клапаны по сравнению с односедельными характеризуются относительно большей пропускной способностью через полностью закрытый клапан.

В рабочих условиях участок, на котором необходимо изменять расход, состоит из гидравлической сети и клапана. Перепад давления на регулируемом участке $\Delta P_{уч}$ складывается из перепадов давления в сети ΔP_c и клапане ΔP. При $\Delta P_c=0$ пропускная характеристика клапана соответствует идеальной. При открывании клапана перепад давления в нем ΔP уменьшается, а ΔP_c возрастает. Пропускная характеристика при переменном перепаде давления в клапане называется рабочей и характеризуется коэффициентами рабочей пропускной способности θ_v при промежуточном положении клапана и θ_{vy} при полностью открытом положении клапана. При переменном перепаде давления в клапане коэффициент рабочей пропускной способности в промежуточном положении θ_v равняется отношению перепадов давления в клапане (при промежуточном его положении), а также на участке, включающем клапан ($\theta_v=\Delta P/\Delta P_{уч}$). Коэффициент пропускной способности в полностью открытом положении θ_{vy} связан с относительным коэффициентом идеальной пропускной способности n зависимостью

$$\theta_{vy}=\frac{n^2}{\left[\frac{1}{\theta_v}-(1-h^2)\right]}.$$

При этом существенно, что относительный коэффициент идеальной пропускной способности клапана n не зависит от θ_{vy}. При $\theta_{vy}\geqslant 0{,}5$ рабочие характеристики имеют допустимое отклонение от идеальной

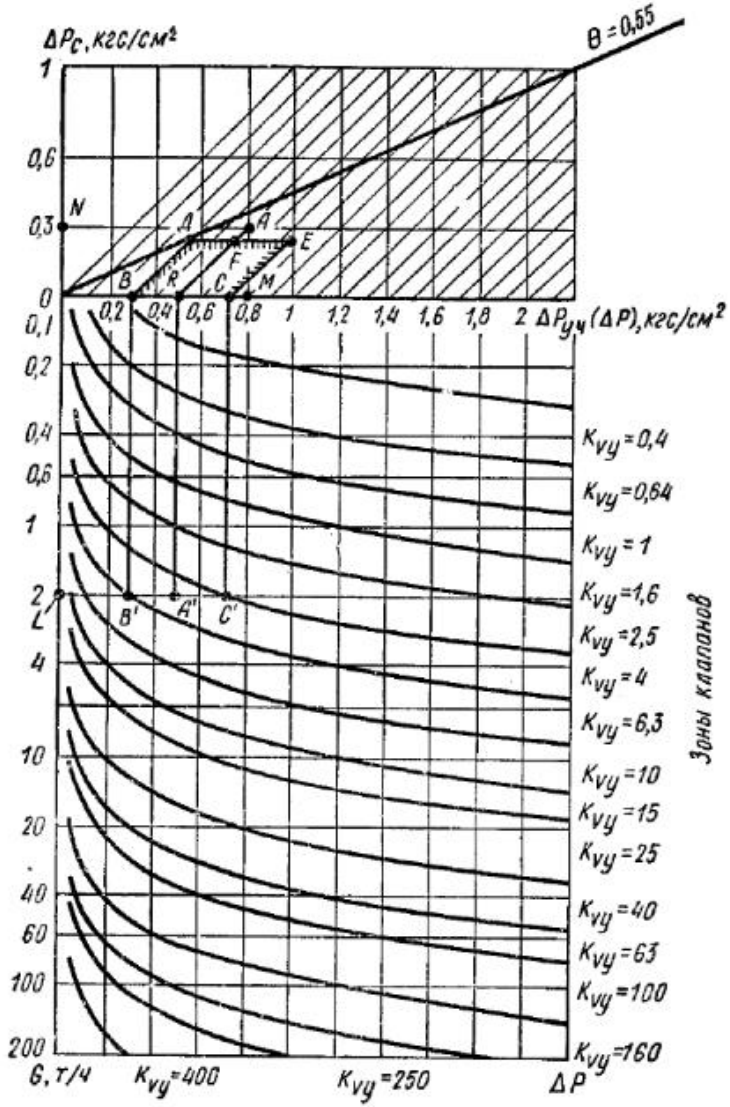


Рис. V.2. Номограмма ΔP_c—$\Delta P_{уч}$—G для подбора регулирующих клапанов

пропускной характеристики клапана. Для обеспечения необходимого диапазона регулирования при расчетном расходе относительный коэффициент идеальной пропускной способности должен быть ограничен значениями $n \geqslant 0{,}5$.

Для выбора регулирующего клапана требуемый коэффициент K_{vy} исходя из вышеприведенных зависимостей можно определять по номограмме (рис. V.2)[1], если известны следующие данные:

расчетный расход воды G, т/ч; перепад давления на регулируемом участке $\Delta P_{уч}$, кгс/см²; перепад давления в сети ΔP_c, кгс/см².

В верхнем квадранте номограммы с осями координат ΔP_c и $\Delta P_{уч}$ (ΔP) точка A характеризует гидравлический участок с заданными значениями располагаемого перепада давления [(точка M на оси $\Delta P_{уч}$ (ΔP)], перепада давления в сети (точка N на оси ΔP_c) и перепада давления в клапане [точка R на оси $\Delta P_{уч}$ (ΔP)]; прямая $\theta_v = 0{,}55$ соответствует предельным условиям нормальной работы клапана: $n = 0{,}91$ и $\theta_{vy} = 0{,}5$.

В нижнем квадранте с осями координат ΔP и G лежат линии минимального и максимального коэффициентов K_{vy} пропускной способности клапана. Интервал значений перепадов давления в клапане между точками B и C на оси ΔP, соответствующими точками B' и C', расположенными на пересечении прямой ZA' расчетного расхода через заданный участок с линиями максимального и минимального K_{vy}, является приемлемым для выбора клапана с K_{vy}.

Параллелограмм $ВДЕС$ в верхнем квадранте ограничивает область гидравлических параметров, обеспечивающих нормальную работу клапана. Прямая $ВД$ соответствует при расчетном расходе L регулируемым участкам, на которых установлен клапан с K_{vy}, при $n = 0{,}91$; прямая CE — при $n = 0{,}5$; прямая $ДЕ$ — при $\theta_{vy} = 0{,}5$; прямая BC — при $\theta_{vy} = 1$. Чем ниже и левее внутри этой области находится точка A, соответствующая регулируемому участку при расчетном расходе L, тем лучше условия для работы клапана с K_{vy} между $K_{vy\,макс}$ и $K_{vy\,мин}$, пересекаемых прямой LA'.

Графический выбор регулирующего клапана заключается в построении на номограмме области его нормальной работы и в минимальном изменении при необходимости параметров заданной точки регулируемого участка для ее перемещения на границу этой области. Далее по найденному K_{vy} определяют D_y по табл. V.10.

Пример. Требуется выбрать регулирующий клапан для условий: $G = 2$ т/ч; $\Delta P_{уч} = 0{,}8$ кгс/см²; $\Delta P_c = 0{,}3$ кгс/см².

Решение. Находим в верхнем квадранте номограммы (см. рис. V.2) точку A с координатами 0,8 по оси $\Delta P_{уч}$ (ΔP) и 0,3 по оси ΔP_c.

Проводим прямые $\Delta P = \text{const}$: в верхнем квадранте — через заданную точку A, в нижнем квадранте — через точку пересечения прямой $\Delta P = \text{const}$ верхнего квадранта с осью $\Delta P_{уч}$ (ΔP).

В нижнем квадранте проводим горизонтальную прямую $G = 2$ т/ч до ее пересечения в точке C' с верхней кривой, ограничивающей зону $K_{vy} = 4$, в которой прямая $G = \text{const}$ пересеклась в точке A' с прямой $\Delta P = \text{const}$. Строим область нормальной работы клапана с $K_{vy} = 4$. Через точки B' и C' в нижнем квадранте проводим прямые $\Delta P = \text{const}$ до их пересечения в точках B и C с осью $\Delta P_{уч}$ (ΔP). Через точку B в верхнем квадранте проводим прямую $\Delta P = \text{const}$ до ее пересечения в точке $Д$, с прямой $\theta_v = 0{,}55$. Через точку $Д$ проводим прямую $\Delta P_c = \text{const}$ до ее пересечения в точке E с прямой $\Delta P = \text{const}$, построенной через точку C. Заданная точка A находится вне области нормальной работы клапана. Перемещаем заданную точку A вдоль проходящей через нее прямой $\Delta P = \text{const}$ до пересечения в точке F с прямой $ДЕ$ — ближайшей границей области нормальной работы. Определяем значение ΔP_c, соответствующее этой границе, и заменяем им ранее заданное значение ΔP_c. В этом случае необходимо принять трубопровод большего диаметра. По значению $K_{vy} = 4$ выбирают двухседельный клапан $D_y = 25$ мм.

[1] **Грингауз Е. М.** Графический выбор регулирующих клапанов, устанавливаемых на трубопроводах санитарно-технических систем. Главпромстройпроект Госстроя СССР, Союзсантехпроект. Информационное письмо 36—69. М., 1969.

При выборе линейной или равнопроцентной (логарифмической) пропускной характеристики регулирующего клапана следует руководствоваться следующими соображениями:

если основные возмущения в системе приводят к изменению расхода через клапан, например часто наблюдаемые в системе холодоснабжения колебания давления в линии охлажденной воды к потребителям, то предпочтительной является равнопроцентная характеристика;

если изменение расхода наблюдается только при перемещении регулирующего органа, то при $n \leqslant 1{,}2$ наиболее желательна линейная характеристика; при $n \geqslant 1{,}7$ — желательна равнопроцентная характеристика, при $1{,}2 \leqslant n \leqslant 1{,}7$ может быть выбрана любая из этих двух характеристик. Таким образом, равнопроцентная пропускная характеристика предпочтительна в большинстве случаев.

При оценке отклонений графика рабочей характеристики клапана от паспортных данных завода-изготовителя следует иметь в виду, что стендовое определение пропускной способности производится согласно ГОСТу при установке клапана на прямом участке трубопровода длиной до клапана, равной 20 D_y, а после клапана — 15 D_y. В реальных условиях такие участки практически не встречаются и возможны отклонения от паспортных данных.

V.5. ВОДОСНАБЖЕНИЕ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Источниками охлаждающей воды для холодильных машин СКВ могут являться градирни, артезианские скважины, насосные установки при естественных и искусственных водоемах, водопроводная сеть.

Использование для СКВ артезианской воды в условиях крупных населенных пунктов ограничено. В тех случаях, когда температура получаемой артезианской воды соответствует требуемой на входе в воздухоохладительные аппараты, наиболее целесообразно комбинированное холодоснабжение СКВ. Артезианскую воду рекомендуется применять вначале с перепадом температур около 5° С для покрытия до 20—30% холодопотребности, а затем — с перепадом температур около 20° С для проточно-рециркуляционного охлаждения конденсаторов холодильных машин, покрывающих остальную холодопотребность.

При использовании для охлаждения конденсаторов холодильных машин воды, поступающей от насосных установок при естественных и искусственных водоемах, также как и артезианской воды, могут потребоваться устройства для химической и механической очистки воды.

В последние годы нашли широкое применение компактные воздушные вентиляторные градирни для охлаждения воды в системах оборотного водоснабжения.

V.6. СРЕДСТВА АВТОМАТИЗАЦИИ (СА), КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ (КИП) ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН СКВ И ОБОРУДОВАНИЯ ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

К средствам автоматизации и контрольно-измерительным приборам, холодильных машин и оборудования охлаждающего водоснабжения относятся:

приборы местного контроля, которыми измеряют: давление, температуру и уровень хладона; давление в системе смазки компрессора; давление, температуру и уровень в контурах хладоносителя и охлаждающей воды;

электроконтактные датчики-реле, с помощью которых определяют давление нагнетания паров хладона; давление всасывания паров хладона; разности давления масла за маслонасосом и в картере компрессора; температуру нагнетания паров хладона; температуру кипения хладона; проток воды через охлаждающие рубашки цилиндров компрессора (для старых машин с водяным охлаждением цилиндров или при использовании аммиачного компрессора в холодильной машине) и хладоносителя через испаритель, а также охлаждающей воды через конденсатор; температуру хладоносителя и охлаждающей воды; уровень хладоносителя в емкости; давление за отдельными насосами хладоносителя и охлаждающей воды;

чувствительные элементы (датчики) температуры для приборов дистанционного измерения или регулирования;

приборы дистанционного измерения и регистрации температуры;

устройства для автоматического (ступенчатого или плавного) регулирования холодопроизводительности компрессора и автоматического регулирования заполнения испарителя хладоном;

аппаратура оперативного управления, защиты, блокировки, регулирования холодопроизводительности и сигнализации в местных и центральных щитах или пультах;

аппаратура защиты электродвигателей компрессора и насосов от перегрузки и коротких замыканий;

отборные устройства и импульсные линии температуры, давления и уровня рабочей среды;

контрольные кабели и монтажные изделия для их прокладки.

Приборы для измерения давления или вакуума в основных точках хладоновой системы, по которым необходимо оценивать эксплуатационный режим работы холодильной машины (в коллекторе всасывания, в коллекторе нагнетания, за маслонасосом, в картере), входят в комплект поставки холодильных машин для СКВ. Они, как правило, устанавливаются на общем приборном щитке, входящем в конструкцию либо испарительно-регулирующего, либо компрессорного агрегата (для машин большой производительности). Образцовые мановакуумметры для дополнительных измерений при испытаниях машины (давления кипения и конденсации) присоединяют к манометровым штуцерам вентилей соответствующих аппаратов.

Измерение температуры хладона для оценки эксплуатационного режима предусматривается только в машинах большой производительности; у них на соответствующих участках трубопроводов, например на нагнетательном коллекторе, имеются герметичные термометровые гильзы для погружения прямого технического (стеклянного) термометра или термометра сопротивления. Значения температуры кипения и конденсации хладона находят в соответствующих таблицах по давлению, измеренному мановакуумметром. Характеристика паров хладона-12 приведена в табл. V.11.

Таблица V.11. Характеристика паров хладона-12

Температура, °С	Абсолютное давление, кгс/см²	Температура, °С	Абсолютное давление, кгс/см²	Температура, °С	Абсолютное давление, кгс/см²
—30	1,025	—6	2,573	—26	2,976
—29	1,069	—5	2,663	—24	3,14
—28	1,115	—4	2,755	—22	3,32
—27	1,163	—3	2,890	—20	3,51
—26	1,212	—2	2,947	—18	3,7
—25	1,262	—1	3,047	—16	3,92
—24	1,315	—0	3,149	—14	4,14
—23	1,368	+1	3,254	—12	4,37
—22	1,424	+2	3,361	—10	4,63
—21	1,481	+3	3,471	—8	4,89
—20	1,540	+4	3,583	—6	5,17
—19	1,601	+5	3,699	—4	5,46
—18	1,664	6	3,817	—2	5,77
—17	1,728	7	3,928	0	6,1
—16	1,795	8	4,062	+2	6,44
—15	1,863	9	4,189	4	6,82
—14	1,934	10	4,213	6	7,18
—13	2,006	11	4,451	8	7,57
—12	2,081	12	4,487	10	7,99
—11	2,157	13	4,725	12	8,42
—10	2,236	14	4,867	14	8,87
—9	2,317	15	4,912	16	9,34
—8	2,400	—30	2,679		
—7	2,485	—28	2,824		

Местный контроль уровня масла в картере компрессора и хладона в ресивере, разделительном сосуде или конденсаторе производят приборами общепромышленного назначения.

Электроконтактные датчики-реле служат как для защиты холодильного компрессора от аварийных и неблагоприятных режимов работы, так и для автоматического управления работой отдельных агрегатов и системы холодоснабжения. Датчики-реле аварийной защиты холодильной машины входят в комплект заводской поставки, устанавливаются на конструкциях соответствующих агрегатов машины и настраиваются заводом-изготовителем машины. Датчики-реле защиты от неблагоприятных режимов работы рекомендуются заводами-изготовителями, но не входят в комплект поставки и конструкцию холодильной машины. В комплект поставки и конструкцию отдельных холодильных машин, кроме датчиков-реле аварийной защиты, входят также датчики-реле температуры, предназначенные для регулирования холодопроизводительности циклическим включением — выключением компрессора, а также регулирования заполнения испарителя хладоном (перегрева пара в испарителе).

Технические данные датчиков-реле температуры, наиболее часто применяемых в контурах хладоносителя и охлаждающей воды холодильных машин СКВ, приведены в табл. V.12.

Для дистанционного измерения и регистрации температур как в хладоновом тракте, так и в контурах хладоносителя и охлаждающей воды холодильных машин, как правило, применяют термометры

Таблица V.12. **Технические данные датчиков-реле температуры**

Показатели	Марка прибора при контуре											
	Хладоноситель							Охлаждающей воды				
	ТР-1-02ХП	ТР-16-02	ТР-5, ОМ,5-02		Т-218-02	ТПП-СК		ТР-5-ОМ, 5-03		Т-218-03	ТР-1Б-03	
Исполнение	Обыкновенное	Брызгозащита	Водозащита		Обыкновенное	Обыкновенное		Водозащита		Обыкновенное	Брызгозащита	
Пределы уставок, °С	От —20 до +70	От —20 до +10	От —20 до +70		От —15 до +10	0—6	0—60	5—35		5—30	5—35	
Регулируемая зона нечувствительности (в сторону завышения температуры), °С	2,5—6	1,6—2,5	2,5—5		2,5—6			2,5—6		2,5—6	1,6—2,5	
Погрешность срабатывания, °С	±1,2	±1,2	±1		±1	±4		±1		±1	±1,2	
Дистанционность, м	1,5	3	10		1,5	1,6; 2,5; 1,6; 10; 16		10		1,5	3	
Термобаллон гладкий с глубиной погружения, мм						125; 160; 200; 250						
Крепление термобаллона	К поверхности трубы	Штуцером М24×1	Штуцером М24×1		К поверхности трубы	Штуцером М27×2		Штуцером М24×1		К поверхности трубы	Штуцером М24×1	
Электрическое подключение	Через сальник	Штепсельное	Через сальник								Через штепсельный разъем	
Разрывная мощность контактов	300ВА; 220 В				1250ВА 220 В	10ВА 220 В постоянного тока		300ВА; 220 В		1250ВА; 220 В	300ВА; 220 В	

сопротивления в комплекте соответственно с логометром или электронным уравновешенным самопишущим мостом. Несколько термометров сопротивления одной и той же градуировки подключают к одному логометру (до 20 шт.) через многоточечный переключатель типа ПМТ-4 — ПМТ-20 либо к многоточечному самопишущему мосту (до 12 шт.). Подключение термометров сопротивления предусматривают, как правило, по трехпроводной схеме. Технические характеристики наиболее часто применяемых термометров сопротивления приведены в табл. V.13, логометров — в табл. V.14, электронных уравновешенных самопишущих мостов — в табл. V.15. В большин-

Таблица V.13. **Технические данные термометров сопротивления для контуров хладоносителя, охлаждающей воды и хладонового тракта**

Показатели	Марка прибора				
	ТСМ-Х	ТСМ-5071	ТСМ-6097	ТСМ-Х1	ТСМ-148
Сопротивление, Ом, при 0° С	53	53, 100	53, 100	53	53
Крутизна характеристики в интервале от —15 до +15° С, 10^{-3}, Ом	4,25	4,26	4,26	4,26	4,26
Пределы измерения, °С	От —50 до +100	От —50 до +150	От —50 до +150	От —50 до +100	0—120
Класс	К-III	К-III	К-II	К-III	К-III
Инерционность, с	240	240	30	240	80
Длина монтажной части, мм	80, 160, 200, 320, 400	120, 160, 200, 250, 320, 400	80, 100, 120, 160, 200, 320	100, 250 320	Длина выводов 113, 763, 928
Защищенность выводов	Защищены		Не защищены		
Герметичность со стороны среды, кгс/см²	40	64	40	40	—
Резьба штуцера, мм	М33×2	М20×1,5		М27×2	Устанавливают в гнездо подшипника
Материал защитной арматуры	Х18Н10Т	0Х13	0Х13, Х18Н10Т	Л63	Л96

Таблица V.14. Технические данные логометров

Показатели	Марка прибора		
	III-69000	III-69001	III-69002
Сопротивление линии, $R_л$, Ом	5 или 15	15	15
Основная погрешность, %	1,5	2	2
Дополнительная погрешность, %/10° С	1,5	2	2
Напряжение питания, В	$4^{+0,4}_{-0,6}$ постоянного тока	$4^{+0,4}_{-0,4}$ постоянного тока	220±22
Реакция ходом стрелки на обрыв питания или линии	к началу шкалы, влево		
Габариты, мм	233×214×100	190×120×120	209×120×120
Подгоночные катушки $R=0,5$, $R_л$	В комплекте		
Контрольная катушка	То же		

Таблица V.15. **Технические данные электронных уравновешенных самопишущих мостов**

Показатели	Марка прибора		
	КСМ1-093	КСМ2-020	КСМ4-42; КСМ4-540; КСМ4-50, КСМ4-201
Число точек измерения	6	12	12
Продолжительность одного измерения, с	2,5	2,5	2,5
Основная погрешность, %	±1	±1	±0,5
Дополнительная погрешность, %/10° С	0,15	—	—
Скорость движения ленты, мм/ч	10; 20; 40; 60; 120	40; 60; 240; 360	60; 180; 600; 1800; 2400; 7200
Ширина ленты, мм	100	160	250
Напряжение питания, В	220	220	220
Габариты, мм	160×200×500	240×320×482	400×400×367
Пределы измерения, °С при градуировке:			
23	От —50 до +100	От —50 до +100	От —50 до +100
24	От —25 до +25	От —25 до +25	От —25 до +25

ство случаев, когда требования по малоинерционности измерения невысоки, можно применять недефицитные медные термометры сопротивления в комплекте с вторичными приборами соответствующих градуировок.

Холодопроизводительность отечественных поршневых компрессоров регулируют перепуском газа при нагнетании из полости цилиндра в полость всасывания. Для этого применяется спецнальное устройство, создающее магнитное поле, замыкающееся пластиной всасывающего клапана и удерживающее ее в верхнем отжатом положении при подаче импульса тока.

Для нормальной работы холодильной машины имеет большое значение правильная установка терморегулирующего вентиля. Корпус вентиля должен устанавливаться на жидкостном трубопроводе, непосредственно перед испарителем в вертикальном положении, термоэлементом вверх, с направлением стрелки (выбито на корпусе) от конденсатора к испарителю.

Термобаллон прикрепляют специальной скобой к зачищенному до металлического блеска участку, обращенной вверх стороны горизонтального прямого трубопровода непосредственно за испарителем. Допускается крепление термобаллона на вертикальном прямом участке трубопровода при условии движения хладагента сверху вниз. Если за горизонтальным участком, на котором закреплен термобаллон, следует колено, и движение хладагента в колене снизу вверх, то между термобаллоном и коленом (между присоединением внешней уравнительной линии и коленом — для ТРВ без внутреннего уравнивания) должна находиться U-образная масляная петля выступом вниз. Если участок трубы непосредственно за испарителем не соответствует этим требованиям, то термобаллон должен быть погружен в термометровую гильзу, врезаемую за испарителем, либо непосредственно в трубопровод, либо в расширительный стакан в трубопроводе, так, чтобы ее поверхность омывалась проходящим паром хладагента.

Когда автоматическое регулирование заполнения испарителя жидким хладагентом осуществляется терморегулирующим вентилем, последовательно по ходу хладагента устанавливают вентиль с электромагнитным приводом, автоматически открывающийся при пуске и закрывающийся при остановке компрессора. В машинах с автоматическим регулированием холодопроизводительности предусматривается несколько (2—3) параллельных участков с последовательной установкой терморегулирующего вентиля и вентиля с электромагнитным приводом. Открывание и закрывание вентилей с электромагнитным приводом производится блоком регулирования холодопроизводительности в зависимости от числа рабочих (с неотжатыми всасывающими пластинами) цилиндров компрессора.

Функции местного оперативного управления, аварийной защиты, блокировки, автоматического регулирования холодопроизводительности, сигнализации выполняются аппаратурой местных щитов и пультов управления и постов сигнализации, которые входят в комплекты поставки холодильных машин.

По распределению этих функций между аппаратурой местных щитов, пультов и постов сигнализации холодильные машины различных марок значительно отличаются друг от друга (табл. V.16).

Функции дистанционного управления, блокировки работы нескольких машин в составе холодильной станции и дистанционной сигнализации, когда аппаратура дистанционной сигнализации не входит в комплект поставки холодильной машины или плохо компонуется с прочей аппаратурой дистанционного контроля и управления, выполняет аппаратура щитов и пультов, изготавливаемых по проектной документации.

Отдельные щиты и пульты, входящие в комплект поставки, должны соединяться кабелем и проводами тех марок, которые рекомендованы заводом-изготовителем холодильной машины, и в трубах — рекомендованного диаметра. Щиты и пульты, изготавливаемые по проектной документации, со щитами, входящими в комплект холодильной машины, соединяют кабелями и проводами тех же марок.

V.7. ОСНОВНЫЕ СХЕМЫ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ СКВ

Для обеспечения надежности и уменьшения капитальных и эксплуатационных затрат схемы автоматизированного холодоснабжения СКВ должны включать в себя минимальное число холодильных машин, насосов, емкостей (минимального объема), арматуры и средств автоматизации.

При индивидуальном холодоснабжении кондиционеров, а также в СКВ, предназначенных для создания комфортных условий в сравнительно малонагруженных эпизодически используемых помещениях, как правило, применяют одну холодильную машину.

В тех случаях, когда максимальная тепловая нагрузка СКВ превышает производительность одной холодильной машины, наиболее целесообразно применять не более двух холодильных машин: либо однотипных, либо с компрессорами, отличающимися числом одинаковых цилиндров (например, ХМФУУ80 имеет восемь цилиндров и ХМФУ40 — четыре цилиндра). При этом в схему холодоснабжения включают два насоса хладоносителя, каждый из которых обеспечи-

Таблица V.16. **Распределение функций между аппаратурой местных щи**
в комплект поставки холодильных машин большой и средней холодопроизво

Функция	Марка		
	ХТМФ-125-100	ХТМФ-235М-2000; ХТМФ-248-4000	МКТ-110-2-1; МКТ-220-2-1
Местный пуск и выключение компрессора	Щит управления и сигнализации		Прибор управления и контроля УК-74 (установлен на холодильной машине)
Автоматическая блокировка работы компрессора и насоса хладоносителя			Не предусмат
Аварийная защита компрессора	Щит управления и сигнализации		Прибор УК-74
Местная сигнализация:			
нормальной работы машины	Поагрегатно — щит управления и сигнализации		Не предусматривается
аварийного включения компрессора	Щит управления и сигнализации		Не предус
технологической причины аварийного выключения компрессора	То же		Прибор УК-74
Дистанционная сигнализация:			
нормальной работы машины	Формирование без индикации Щит управления и сигнализации		Пост сигнализации ПС-74
аварийного выключения компрессора	То же		То же
Автоматическое регулирование холодопроизводительности	Плавное — щит управления и сигнализации		Ступенчатое — блок регулирования ШИЕ 8800—00М5
Автоматическая разгрузка компрессора при пуске	Щит управления и сигнализации		Блок регулирования ШИЕ 8800-00М5

тов, пультов, блоков регулирования и постов сигнализации, входящих
дительности

холодильной машины				
ХМ-22ФУ200/2; ХМ-22ФУУ400/2	ХМ-ФУ40/П (1); ХМ-ФУУ80/П (1)	ХМ-ФУ40/1РЭ; ХМ-ФУУ80/1РЭ	ФМ22, ФМ45, ФМ90	ХМ-ФВ20/П (1)
Пульт управления ПУМ-100/3А и кнопочный пост ПКЕ 222-2	Щит ШИЕ 5800-13Б2А; ШИЕ 5800-(5) 23Б, 2А (Б)	Щит ШИЕ 5800-13Б2Б; ШИЕ 5800-23Б2Б	Щит ЩУ	Щит управления
ривается	Щит ШИЕ 5800-13Б2А (Б); ШИЕ 5800-23Б, 2А (Б)		То же	
Пульт ПУМ-100/3А	Щит ШИЕ 5800—13Б2А (Б); ШИЕ 5800-23Б2А (Б)		»	
Готовности к работе—пульт ПУМ-100/3А	Щит ШИЕ 5800-13Б2А (Б); ШИЕ 5800-23Б2А (Б)	Щит ШИЕ 5800-12Б2Б; ШИЕ 5800—23Б2Б	Щит ШУ	Щит управления
матривается			То же	
Пульт ПУМ-100/3А	Щит ШИЕ 5800—13Б2А (Б)	Щит ШИЕ 5800-13Б2Б; ШИЕ 5800-23Б2Б	Не предусматривается	
Формирование без индикации—пульт ПУМ-100/3А	Пост сигнализации ШИЕ 8400-А2		Щит сигнализационный ЩС ФВ-20	Щит сигнализации
То же	То же		То же	
Включением—выключением компрессора пульт ПУМ-100/3А	Включением—выключением компрессора щит ШИЕ 5800-13Б2А; ШИЕ 5800-13Б2Б	Ступенчатое ШИЕ 8800-00Б3	Включением—выключением компрессора—щит ШУ	Включением—выключением компрессора—щит управления
Не предусматривается		Блок регулирования ШИЕ 8800-00Б3	Не предусматривается	

вает проток через испаритель только одной работающей холодильной машины. Таким образом предотвращают смешение за испарителями охлажденного и отепленного хладоносителя при работе одной из двух холодильных машин. Применение одного насоса хладоносителя и предотвращение смешения за испарителями охлажденного и отепленного хладоносителя соленоидными вентилями (до или после испарителей) — менее экономично и менее надежно, чем применение двух насосов хладоносителя. Общий для двух холодильных машин насос охлаждающей воды предусматривают во всех случаях, за исключением тех, когда по соображениям надежности или особого режима работы СКВ требуется резервирование насосов холодоснабжения. Индивидуальные для каждой из холодильных машин насосы хладоносителя и охлаждающей воды могут иметь общий резервный насос, что наиболее экономично.

Основные взаимосвязи элементов в схемах холодоснабжения определяются особенностями как СКВ, так и холодильных машин.

СКВ, предназначенные для создания комфортных условий в зрелищных, спортивных и административных помещениях, характеризуются, как правило, следующими особенностями:

ко всем кондиционерам СКВ может подаваться хладоноситель с одинаковой температурой, не превышающей верхнего предельного для холодильных машин значения, поддерживаемой с точностью ±1° С;

в подаче хладоносителя допустимы перебои, превышающие продолжительность восстановления аварийного отказа любого из агрегатов холодоснабжения;

перепад температур отепленного и охлажденного хладоносителя не превышает возможности холодильных машин 4—4,5° С.

Для таких СКВ основными взаимосвязями элементов в схемах холодоснабжения (рис. V.3) предусматривают перемещение хладоносителя насосом (насосами) из сборной емкости последовательно через испаритель (испарители) холодильной машины и воздухоохладители СКВ. Последние имеют автоматический регулирующий орган (чаще всего трехходовой смесительный клапан) для изменения расхода охлажденного хладоносителя в процессе регулирования температуры воздуха, устанавливаемый либо на выходе из поверхностного воздухоохладителя (рис. V.3, *а*), либо на входе в смесительный насос оросительной камеры вместе с обратным клапаном (рис. V.3, *б*). В обоих случаях применение холодильных машин с нерегулируемой производительностью требует такого объема сборной емкости (возможности аккумулировать холод), который допускал бы автоматическое выключение холодильной машины на отрезок времени, не меньший оговоренного в технических условиях на машину (15—30 мин). Применение же хотя бы одной из машин в группе с регулируемой холодопроизводительностью позволяет либо уменьшить объем открытой сборной емкости (рис. V.3, *б*) до величины, определяемой лишь условиями гидравлической устойчивости работы насоса, либо отказаться от включения герметичной сборной емкости (рис. V.3, *а*) в схему.

Технологические СКВ в зависимости от их назначения могут характеризоваться той или иной особенностью:

А. Подачей к каждому из кондиционеров (воздухоохладителей) СКВ хладоносителя, охлажденного до индивидуально заданной температуры, не превышающей верхнего предельного для холодильных машин значения и поддерживаемой с точностью ±0,1° С (при

задаче поддержания температуры воздуха с еще более высокой точностью).

Б. Заданием температуры подаваемого холодоносителя выше оптимального или допустимого значения на выходе из испарителя холодильных машин.

В. Перепадом температур (4—4,5° С) отепленного и охлажденного хладоносителя превышающим возможность холодильных машин.

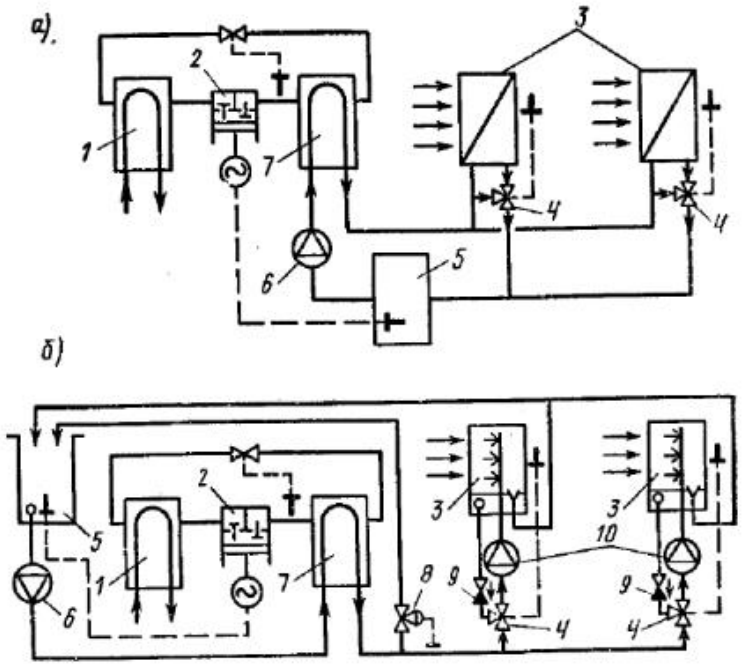


Рис. V.3. Схемы холодоснабжения комфортных СКВ

1 — конденсатор; *2* — холодильная машина; *3* — воздухоохладитель; *4* — трехходовой смесительный клапан; *5* — сборная емкость холодоносителя; *6* — насос холодоносителя; *7* — испаритель; *8* — регулятор давления прямого действия «до себя»; *9* — обратный клапан; *10* — смесительный насос оросительной (воздухоохладительной) камеры

Технологические СКВ, характеризующиеся особенностями А, наиболее распространены для термостатирования лабораторных камер (кристаллографии, спектроскопии, точных оптических и калориметрических измерений и т. п.), камер для прецизионной механообработки, помещений для тонких сборочных и метрологических операций и др. Их схемы холодоснабжения представлены на рис. V.4.

При использовании холодильных машин с нерегулируемой производительностью (рис. V.4, *а*) поддержание индивидуально заданных температур холодоносителя на входе воздухоохладителей обеспечивается индивидуальным смесительным насосом и автоматическим регулирующим органом (часто трехходовым смесительным клапаном), изменяющим долю охлажденного хладоносителя в смеси, а температура воздуха за каждым из воздухоохладителей (или в иной характерной точке СКВ) — автоматическим регулирующим ор-

ганом (чаще всего также трехходовым смесительным клапаном), изменяющим расход хладоносителя через воздухоохладитель. Объем сборной емкости (герметичной или чаще открытой), из которой забирается отепленный хладоноситель, подаваемый насосом в испари-

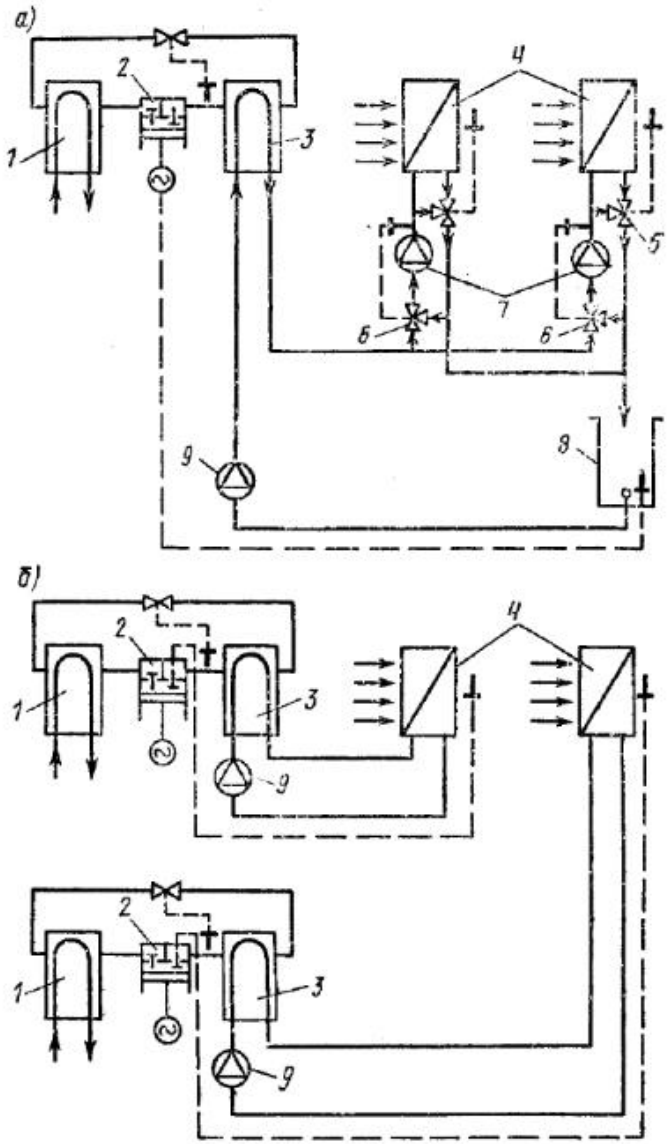


Рис. V.4. Схемы холодоснабжения технологических СКВ группы А

1 — конденсатор; *2* — холодильная машина; *3* — испаритель; *4* — воздухоохладитель (поверхностный); *5* — трехходовой смесительный клапан регулятора температуры воздуха; *6* — трехходовой смесительный клапан регулятора температуры хладоносителя во вторичном контуре; *7* — насос хладоносителя во вторичном контуре; *8* — открытая сборная емкость хладоносителя; *9* — насос хладоносителя

тель холодильной машины, должен позволять автоматическое выключение холодильной машины в соответствии с требованиями технических условий. При использовании холодильных машин с регулируемой производительностью (рис. V.4, *б*) температура в каждом воздухоохладителе (или в иной характерной точке СКВ) поддерживается с необходимой точностью индивидуальной холодильной машиной при постоянном расходе хладоносителя через каждый воздухоохладитель, обеспечиваемый либо, как представлено на

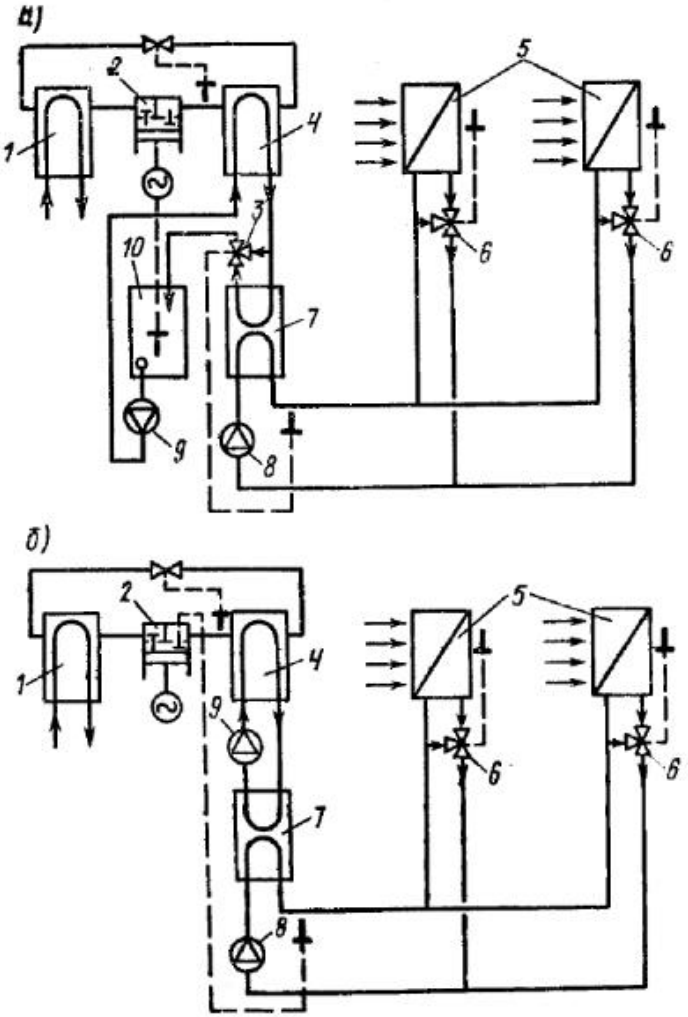


Рис. V.5. Схемы холодоснабжения технологических СКВ группы Б

1 — конденсатор; *2* — холодильная машина; *3* — трехходовой смесительный клапан регулятора температуры хладоносителя во вторичном контуре; *4* — испаритель; *5* — воздухоохладитель; *6* — трехходовой смесительный клапан регулятора температуры воздуха; *7* — теплообменник; *8* — насос хладоносителя во вторичном контуре; *9* — насос первичного хладоносителя; *10* — сборная емкость хладоносителя

рис. V.4, *б*, индивидуальными насосами, либо общим насосом. Схема, представленная на рис. V.4, *б*, более экономична и надежна и обеспечивает более высокую точность поддержания заданных температур воздуха, чем схема, представленная на рис. V.4, *а*.

Местные технологические или комфортные кондиционеры-воздухоохладители в тех случаях, когда для них предусматривают обособленное холодоснабжение, характеризуются особенностями Б, так как

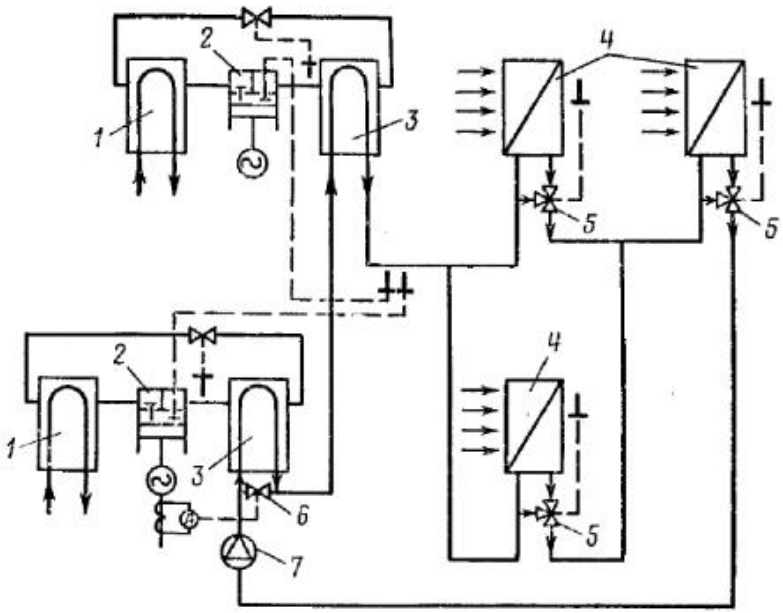


Рис. V.6. Схемы холодоснабжения технологической или комфортной СКВ группы В

1 — конденсатор; *2* — холодильная машина; *3* — испаритель; *4* — воздухоохладитель; *5* — трехходовой смесительный клапан регулятора температуры воздуха; *6* — регулирующий клапан; *7* — насос хладоносителя

температура подаваемого к ним хладоносителя для предотвращения выпадения конденсата из охлаждаемого воздуха значительно превышает допустимую на выходе из испарителя холодильной машины. Схема холодоснабжения для таких СКВ (рис. V.5) включает в себя двухконтурный жидкостный теплообменник. При использовании холодильных машин с нерегулируемой производительностью (рис. V.5, *а*) заданная температура хладоносителя во вторичном контуре теплообменника на входе в кондиционеры-воздухоохладители поддерживается автоматическим изменением расхода охлажденного хладоносителя в первичном контуре теплообменника (чаще всего с помощью трехходового смесительного клапана). При этом в первичном контуре хладоноситель перемещается насосом из сборной емкости через испаритель холодильной машины и теплообменник и возвращается в сборную емкость, объем которой должен позволять автоматические выключения холодильной машины в соответствии с требованиями технических условий.

При использовании холодильных машин с регулируемой производительностью (рис. V.5, *б*) заданная температура хладоносителя во вторичном контуре теплообменника поддерживается автоматическим изменением производительности холодильной машины, а в первичном контуре теплообменника поддерживается постоянный расход хладоносителя, перемещаемого насосом через испаритель холодильной машины и теплообменник. Схема, представленная на рис. V.5, *б*, более экономична и надежна и обеспечивает более высокую точность поддержания заданных температур воздуха за кондиционерами-воздухоохладителями, чем схема, представленная на рис. V.5, *а*.

Технологические, а иногда и комфортные СКВ характеризуются особенностями В в тех случаях, когда хладоноситель используют в нескольких теплообменных устройствах СКВ последовательно. Например, СКВ ресторанов часто предусматривают общими для цехов доготовки и полуфабрикатов, а также для залов с использованием хладоносителя вначале в зональных воздухоохладителях цехов, а затем в воздухоохладителе общего кондиционера цехов и зала. Схемы холодоснабжения таких СКВ (рис. V.6) предусматривают перемещение хладоносителя последовательно через несколько (в подавляющем большинстве случаев не более двух) испарителей холодильных машин с регулируемой холодопроизводительностью и обеспечение при этом надежной защиты компрессоров этих машин от перегрузки. При использовании в таких схемах отечественных холодильных машин необходимая защита от перегрузки компрессора первой по ходу хладоносителя машины может достаточно надежно обеспечиваться автоматическим перепуском хладоносителя в байпас испарителю в зависимости от величины превышения потребляемого электродвигателем компрессора тока, измеряемого регулирующим амперметром. Последний может быть подключен последовательно с амперметром щита управления холодильной машины.

В тех случаях, когда холодильную станцию предусматривают для СКВ, характеризующихся сочетанием рассмотренных особенностей, схемы холодоснабжения представляют собой в основном соответствующие композиции, включающие отдельные из вышепредставленных схем (см. рис. V.3—V.6).

V.8. ОРГАНИЗАЦИЯ И ПРОИЗВОДСТВО НАЛАДОЧНЫХ РАБОТ ПО ХОЛОДОСНАБЖЕНИЮ СКВ

При ознакомлении с проектной документацией большое внимание должно быть уделено надежности и удобству обслуживания системы холодоснабжения.

Следует обратить внимание: 1) на доступность и удобство расположения маховиков запорной арматуры, электроприводов арматуры, термометров, манометров и указателей уровня; 2) на возможность и удобство демонтажа и замены оборудования; 3) на возможность и удобство ремонта компрессора, очистки трубок испарителя и конденсатора, ремонта или замены терморегулирующего вентиля, датчиков-реле хладоновой арматуры и участков трубной обвязки холодильной машины; 4) на правильность расстановки опор и подвесок трубопроводов с точки зрения уменьшения нагрузки на фланцы и штуцеры; 5) на правильность взаиморасположения вибровставок, запорной арматуры и опор или подвесок, у насосов с точки зрения эффективности виброосновання насоса; 6) на правильность кон-

фигурации трасс трубопроводов с точки зрения эффективности самокомпенсации температурного удлинения; 7) на наличие в проекте и правильность указаний по очистке внутренних поверхностей трубопроводов, особенно хладонового тракта в соответствии с типом холодильной машины; 8) на удобство производства теплоизоляционных работ; 9) на эффективность расположения в машинном зале осветительных приборов; 10) на правильность отведения хладона от предохранительных клапанов за пределы здания; 11) на правильность устройства отопления и вентиляции машзала; 12) на наличие в проекте и правильность организации места для временного хранения баллонов с хладоном и тары с хладоновым маслом.

Серьезное внимание при рассмотрении проектной документации следует уделять правильной установке предусмотренных проектом штуцеров и термометровых гильз, а также наличию и пригодности участков с открытой струей для замеров расхода. В схемах с закрытыми контурами хладоносителя и охлаждающей воды измерение расхода при наладке сопряжено с повышенными трудностями, так как ни соответствующие приборы, ни места для их установки в проектах, как правило, не предусматриваются, и в задачу наладки входит передача на монтаж эскизов катушек, заменяемых при измерении расхода приборами соответствующей длины.

Особое внимание при рассмотрении проектной документации должно быть уделено тем участкам системы холодоснабжения, которые в процессе производства строительно-монтажных работ становятся недоступными для осмотра и корректировки.

При наладке холодоснабжения СКВ выполняется определенная работа, не требующая полной строительно-монтажной готовности объекта, а именно: осуществляется в специально оборудованном в пределах объекта помещении стендовая проверка термометров, манометров, указателей уровня, датчиков-реле давления, перепада давления, температуры, уровня, а также исполнительных механизмов регулирующей и запорной арматуры; хладоновых терморегулирующих вентилей и вентилей с электромагнитным приводом; в пределах объекта на крытом участке, обеспеченном энергопитанием, водопроводом и водостоком, проверяется работоспособность насосов и арматуры и их соответствие паспортным характеристикам.

Для проведения вышеперечисленных работ наладочная организация должна располагать согласованными с органами Госстандарта переносными стендами для проверки КиП и СА, перевозимым гидравлическим приспособлением для проверки насосов и арматуры. В качестве последнего обычно используется жесткий металлический бак вместимостью до 1 м³ и высотой около 1 м с двумя приваренными патрубками, на которых установлены мановакуумметры, и набором отводов, переходников, гибких вставок и диафрагм различного диаметра, закрепленных на раме из швеллеров. Рама имеет отверстия для крепления различных консольных насосных агрегатов, наиболее часто применяемых в системах холодоснабжения, СКВ и отопления. К верхней части бака и к внешним косынкам его боковых стенок приварены швеллеры с отверстиями для крепления различных погружных насосов, применяемых в системах холодоснабжения и канализации.

Одной из первоочередных работ по наладке холодоснабжения СКВ, требующей при необходимости подводки электропитания и охлаждающей воды по временной схеме, является опробование компрессора холодильной машины и его подготовка к штатному режиму

работы. Поршневые холодильные машины всех марок обкатывают на специальных стендах заводов-изготовителей, и они не нуждаются в ревизии перед вводом в эксплуатацию. Завершив монтаж при обязательном подключении в цепь катушки магнитного пускателя (при временной схеме) всех приборов аварийной защиты, производят пробный пуск компрессора на воздухе (с отсоединенными всасывающим и нагнетательным трубопроводами), чтобы определить общее состояние после транспортировки, проверить правильность монтажа компрессора на фундаменте, правильность монтажа муфты, связывающей компрессор с электродвигателем, проверить вибрацию трубопроводов и возможность ее устранения, затяжку фундаментных болтов.

Перед пробным пуском необходимо: убедиться в отсутствии посторонних предметов, мешающих пуску; проверить уровень масла в картере и при необходимости добавить масло; провернуть вал компрессора вручную на 2,5—3 оборота; при необходимости подать воду в охлаждающую рубашку компрессора; открыть вентили манометровых линий; открыть всасывающий и нагнетательный вентили компрессора. После этого можно на короткий момент включить электродвигатель компрессора, чтобы проверить совпадение направления вращения вала со стрелкой, нанесенной на передней крышке компрессора. В случае несовпадения необходимо изменить чередование фаз электропитания двигателя и повторить проверку. Во время пробного пуска компрессора, который должен продолжаться около 2 ч, проверяется отсутствие каких-либо заеданий, посторонних стуков, ненормальных нагревов стенок, цилиндров, неполадок в системе смазки; регулируется давление в системе смазки в соответствии с указаниями заводской инструкции. При обнаружении во время пробного пуска каких-либо ненормальностей в работе компрессора необходимо установить их причину и устранить.

После пробного пуска компрессора на воздухе его испытывают на плотность. При подготовке к испытанию присоединяют всасывающий и нагнетательный трубопроводы; подвешивают к картеру временный трубопровод от баллона с азотом и присоединяют его к вентилю на боковой крышке; открывают манометровые вентили; проверяют, чтобы запорные вентили на всасывании и нагнетании компрессора были закрыты; заполняют компрессор азотом до давления 10 кгс/см².

Плотность соединений компрессора, трубопроводов и приборов контроля и автоматики проверяют, нанося на эти места смесь мыльной пены с глицерином. Неплотности устраняют только после сброса давления, а затем повторяют проверку давлением. Обязательными мерами предосторожности при проверке компрессора на плотность являются: выведение вентиля подающего трубопровода от баллона с азотом к компрессору за пределы машинного зала и удаление из зала людей во время нахождения компрессора под давлением.

Испытав компрессор на плотность, проверяют на прочность и плотность давлением азота места соединений остальных частей хладоновой системы холодильной машины. Для этого: закрывают всасывающий и нагнетательный вентили компрессора; подают временный трубопровод от редукционного вентиля баллона с азотом к манометровому вентилю на конденсаторе (установленный манометр должен обязательно контролировать давление в конденсаторе); отключают штатные мановакуумметры от системы; снимают крышки с конденсатора и испарителя; открывают все вентили на соедини-

тельных трубопроводах и аппаратах системы; принудительно открывают вентиль с электромагнитным приводом; открывают сперва вентиль на временном трубопроводе, затем редукционный вентиль баллона и постепенно доводят давление в испытуемой системе до 12 кгс/см²; закрытием запорных вентилей отсоединяют всасывающую сторону холодильной машины от нагнетающей, доводят давление в последней до 18 кгс/см² и выдерживают под таким давлением в течение 5 мин; постепенно понижают давление до 15 кгс/см² в нагнетательной полости и до 10 кгс/см² во всасывающей полости и при этих значениях давления проверяют (смесью мыльной пены с глицерином) все сварные швы, разъемные соединения и сальники запорной и регулирующей хладоновой арматуры, пользуясь зеркалом в местах, труднодоступных для наблюдения.

Неплотности устраняют только после сброса давления, а затем повторяют проверку. При обнаружении течи в достаточно затянутых фланцевых соединениях заменяют прокладку. Устранение течи в местах сварных швов чеканкой запрещается. Особое внимание следует обратить на теплообменные трубки испарителя и конденсатора, при необходимости подвальцовывать трубки в трубной решетке ручной вальцовкой. После устранения всех неплотностей система оставляется под давлением азота 10 кгс/см² на стороне всасывания и 15 кгс/см² — на стороне нагнетания в течение 12 ч. После первых и вторых 6 ч осуществляется контроль давления по мановакуумметрам, присоединенным специально к конденсатору и испарителю. Разность давлений при двух контрольных замерах не должна превышать колебаний, обусловленных возможным изменением температуры в машинном зале. Азот следует спускать через спускные вентили в нижней части испарителя и конденсатора.

Меры предосторожности при испытании избыточным давлением азота хладоновых полостей холодильной машины такие же, как при аналогичном испытании компрессора. Оба испытания должны оформляться актом, который является документом, разрешающим производство работ по теплоизоляции холодильной машины. Теплоизолируются только те части холодильной машины, которые подвержены (изнутри) воздействию низких температур (испаритель с сухопарником, теплообменник и всасывающие трубопроводы от испарителя до компрессора). Толщина теплоизоляции холодильной машины, работающей в режиме кондиционирования воздуха, должна быть не менее 50 мм. Трубопроводы холодильной машины после теплоизоляции окрашивают в условные цвета: всасывающие — в синий, жидкостные — в желтый, нагнетательные — в красный. После выполнения изолировочных и малярных работ, в результате которых может случайно нарушиться плотность соединений (особенно в местах присоединения импульсных трубок приборов), после устранения таких нарушений, а также после присоединения к испарителю и конденсатору труб хладоносителя и охлаждающей воды длиной не менее 3 м (включая вибростаки) холодильную машину заправляют хладоном.

Тара и маркировка хладона должны соответствовать ГОСТ 8502—73. Каждая партия поступающих баллонов с хладоном снабжается протоколом заводской лаборатории, подтверждающим отсутствие примесей. В случае отсутствия протокола или отступления от ГОСТа заправка хладона в машину запрещается. До зарядки машины хладоном окончательно проверяют центровку компрессора с двигателем. Несоосность валов не должна превышать 0,2 мм, излом — 0,2 мм на диаметре 250 мм.

Непосредственно перед зарядкой хладоном машину обязательно вакуумируют, для чего необходимо: принудительно замкнуть контакт реле давления (реле давления всасывания), открыв его крышку и установив клинышек; открыть все линейные вентили; принудительно открыть вентиль (вентили) с электромагнитным приводом; отсоединить трубку, идущую от нагнетательного вентиля к реле давления (реле высокого давления), и погрузить отсоединенный конец в сосуд с водой; запустить компрессор с несколько прикрытым всасывающим вентилем; медленно прикрыть нагнетательный вентиль до полного закрытия; следить по манометру, чтобы давление нагнетания не превышало 3 кгс/см², а давление в масляной системе не падало ниже 1,5 кгс/см²; полностью открыть всасывающий вентиль и достигнуть устойчивого вакуума, о котором можно судить по показанию мановакуумметра и по прекращению пузырей и «сыпи» на выходе из конца трубки, погруженного в сосуд с водой; остановить компрессор; присоединить импульсную трубку к реле давления и открыть нагнетательный вентиль.

Зарядку хладоном производят следующим образом: с помощью заранее заготовленной наполнительной линии, включающей обязательно фильтр-осушитель, присоединяют установленный на весах (наклонно, вентилем вниз) баллон с хладоном к наполнительному вентилю машины, предварительно вытеснив хладоном воздух из соединительной линии; подготавливают компрессор к пуску; открывают наполнительный вентиль и дают возможность хладону, находящемуся в баллоне под давлением, определяемым температурой в машинном зале (8—10 кгс/см²), свободно распространяться по всей системе машины, проверяют хладоновую систему на утечку (галлоидным течеискателем ГТИ-2 или другим аналогичным прибором). При выравнивании давления в баллоне и в машине нужно закрыть запорный вентиль перед вентилем (вентилями) с электромагнитным приводом; пустить в конденсатор охлаждающую воду (от сети водопровода); запустить компрессор; наблюдать за показанием мановакуумметра на всасывании и уменьшением веса баллона.

Пустые баллоны заменяют на весах полными, записывая в журнал объем хладона, поступившего в машину из каждого баллона.

Компрессор выключают при понижении давления в испарителе до 2,5 кгс/см² и вновь включают при повышении до 5,5 кгс/см². Общий объем хладона, поступивший в холодильную машину, должен соответствовать рекомендациям завода-изготовителя. Если в установленное время давление в конденсаторе не понижается ни при повышении расхода, ни при понижении температуры охлаждающей воды, следовательно, объем заряженного хладона не достиг рекомендованной величины. В этом случае машину необходимо дозарядить хладоном либо после завершения монтажа контура хладоносителя в соответствии с проектом, либо при замыкании контура хладоносителя по временной схеме. В обоих случаях дозарядку следует производить следующим образом: приоткрыть запорный вентиль перед вентилем (вентилями) с электромагнитным приводом; пустить хладоноситель в испаритель; включить компрессор и добавить в машину недостающий объем хладона из баллонов так же, как при первоначальной зарядке.

Компрессор заполняют маслом следующим образом: присоединяют один конец временного наполнительного трубопровода к масляному вентилю компрессора, другой — опускают в банку с маслом; закрывают всасывающий вентиль и, включив компрессор, создают в

картере давление ниже атмосферного. Затем открывают масляный вентиль компрессора и заполняют картер маслом до середины смотрового стекла, следя, чтобы конец трубки оставался в банке ниже уровня масла; закрывают масляной вентиль и отсоединяют временный трубопровод.

После заполнения хладоном и маслом холодильную машину можно опробовать под тепловой нагрузкой. Если кондиционеры не подготовлены для подключения к системе холодоснабжения, то опробование холодильных машин производят при циркуляции хладоносителя по временной схеме, связывая контуры хладоносителя и охлаждающей воды.

Первоначальный пуск холодильной машины под нагрузкой, а также пуск после длительного перерыва (температура хладоносителя близка к температуре окружающей среды) осуществляется следующим образом:

проверяют при внешнем осмотре машины: отсутствие посторонних предметов, мешающих пуску; исправность ограждения движущихся частей; открытие вентилей манометров и указателей уровня; наличие масла в картере;

открывают запорные вентили соединительных трубопроводов конденсатора и испарителя;

пускают воду в охлаждающую рубашку компрессора; провертывают вручную маховик; пускают хладоноситель через испаритель (с малым расходом);

пускают компрессор с закрытым всасывающим вентилем, открыв нагнетательный вентиль;

затем медленно открывают всасывающий вентиль компрессора, не допуская превышения давления всасывания (3—3,3 кгс/см² по манометру картера). Регулируют перепад давления масла 1,8—2 кгс/см² перепускным вентилем на сальнике компрессора. Продолжая открывать всасывающий вентиль, следят за давлениями в картере и испарителе и, когда они сравняются, открывают всасывающий вентиль полностью;

по мере понижения температуры хладоносителя на выходе из испарителя увеличивают расход хладоносителя (тепловую нагрузку машины). Соленоидный вентиль на входе жидкого хладона к испарителю должен быть теплым на ощупь и должно быть слышно его легкое гудение. Температура нагнетаемого хладона должна повысится до 70—90° С. После этого холодильная машина считается готовой к регулировке на проектный температурный режим.

Регулировка работы холодильной машины заключается, главным образом, в обеспечении автоматического заполнения испарителя жидким хладоном до необходимого уровня, при котором проектное количество хладоносителя охлаждается до проектной температуры на выходе из испарителя. Уровню жидкого хладона в испарителе соответствует определенный перегрев пара, и регулировка холодильной машины, таким образом, заключается в настройке регулятора перегрева — терморегулирующего вентиля (ТРВ) либо дифференциального регулятора температуры, который открывает соленоидный вентиль при превышении перегрева пара хладона в испарителе, измеряемого двумя термометрами сопротивления.

Наиболее экономичная величина перегрева в испарителе, которой следует добиваться, если проектная температура хладоносителя не требует иной настройки, составляет 1,5—2° С. Перегрев на всасывании при этом обычно составляет 8—10° С. Чем меньше перегрев пара на всасывании за испарителем, тем экономичнее работа холодильной машины. Перегрев определяют визуально по термометру на выходе пара из испарителя или на входе в компрессор и по температурной шкале мановакуумметра, контролирующего давление кипения (если мановакуумметр не имеет температурной шкалы, то температуру определяют по табл. V.11). Температура хладоносителя на выходе из испарителя при нормальной работе машины должна быть выше температуры кипения хладона не более чем на 5° С. Настройку регуляторов перегрева производят строго по инструкции заводов-изготовителей.

Нормальная работа холодильной машины характеризуется: отсутствием посторонних стуков в картере и цилиндрах, ритмичным звуком клапанов, температурой кипения хладона, на 3—5° С ниже температуры на выходе из испарителя; температурой на выходе из испарителя; температурой хладона на всасывании в компрессор на 10—12° С выше температуры кипения; температурой в сухопарнике испарителя, на 1—2° С выше температуры кипения; подогревом воды в конденсаторе до 4—6° С; температурой хладона на нагнетании не выше 130° С; отсутствием утечек хладона и масла; давлением масла, на 1,8—2 кгс/м² превышает давление всасывания (в картере); спокойным состоянием стрелок манометров, отсутствием искрения в контактах датчиков-реле и магнитного пускателя; отсутствием утечки и подтекания хладоносителя и охлаждающей воды.

Причины возможных неисправностей должны уточняться по заводской инструкции холодильной машины. Наиболее характерные из возможных причин неисправностей, наблюдаемых у поршневых машин, приведены в табл. V.17.

Наиболее трудоемкой работой по устранению неисправностей является ликвидация утечек хладона. Утечки в соединениях устраняют прежде всего подтяжкой гаек. Если этим нельзя устранить утечку, необходимо удалить хладон из аппарата или участка трубопровода, в котором наблюдается утечка, разобрать соединение, устранить возможное повреждение поверхности уплотнения, сменить прокладку. Утечку через сальник компрессора, наблюдаемую после длительной стоянки компрессора, следует устранять только в том случае, если она не прекращается после 1,5—2 ч работы компрессора (приработка сальника). Утечку через сальник вентиля, имеющего герметичный колпак, следует устранять разборкой вентиля только в случае сильной течи.

При работах с хладоновыми холодильными машинами необходимо строгое соблюдение следующих основных правил техники безопасности.

При аварийных остановках холодильной машины необходимо: закрыть всасывающий вентиль компрессора; выключить компрессор (предотвратить самозапуск при устранении причины аварийной остановки); закрыть нагнетательный вентиль и включить вентиляцию машинного зала. Если при этом требуется срочно выпустить хладон из системы, необходимо вскрыть предохранительные клапаны на аппаратах и выпустить хладон в атмосферу.

Вскрывать компрессоры, аппараты и трубопроводы разрешается только в защитных очках через 30 мин после понижения давления хладона до атмосферного. При осмотре внутренних частей компрессора и аппаратов разрешается пользоваться для освещения переносными лампами напряжением не более 36 В и батарейными (аккумуляторными) фонариками.

Таблица V.17. **Наиболее характерные причины, снижающие холодопроизводительность поршневых холодильных машин**

Признаки	Причины
Давление всасывания близко к 0	В системе недостаточно хладона
Давление в конденсаторе слишком низкое, недостаточный перепад температур конденсации и воды на выходе; перегревается нагнетательная сторона компрессора	То же, в системе воздух
Давление в конденсаторе повышено. Перегрев воды в конденсаторе на 7—8° С	Снижен расход охлаждающей воды
Перегрев охлаждающей воды на 2—3° С	Загрязнены трубки конденсатора
Дрожит стрелка нагнетательного манометра	В системе воздух
Температура нагнетания выше 130—140° С	В системе много воздуха
Отпотевание жидкостной линии и слишком низкое давление в испарителе	Засорение жидкостной линии
Влажный ход компрессора	Избыток хладона в системе или загрязнение трубок испарителя
Удары в цилиндрах	Проскок жидкого хладона в цилиндры из-за неисправности регулятора перегрева в испарителе
Давление всасывания повышенное, мала компрессия при проворачивании маховика вручную	Износ поршневых колец, дефект всасывающих клапанов, увеличен замок колец
Давления всасывания и нагнетания при остановке быстро выравниваются	Неисправность нагнетательных клапанов
Давление нагнетания в норме, всасывания — пониженное, сильный нагрев крышек цилиндров	Перегрев пара в испарителе слишком велик из-за неисправности в подаче жидкого хладона
Покрыт инеем жидкостный вентиль, давления всасывания и нагнетания низкое	Забит или недостаточно открыт жидкостный вентиль

Проверка контрольных мановакуумметров должна производиться не реже одного раза в полугодие.

Медные соединительные трубки к мановакуумметрам и датчикам-реле давления должны быть отожженными.

Под электрическими щитами холодильной машины должны лежать резиновые коврики, вблизи щитов — резиновые перчатки. Работы в щитах разрешаются только при выключенном питающем рубильнике (автомате).

Запрещается размещать хладоновые баллоны, временно находящиеся в машинном зале, у источников тепла и против окон на солнечной стороне.

Комплексная регулировка холодоснабжения СКВ производится в летнее время при работе кондиционеров с максимальным холодопотреблением (допускается доводить холодопотребление кондиционеров до максимального расчетного значения включением калориферов 1-го подогрева). При комплексной регулировке настраивают регуляторы холодопроизводительности одной машины или группы машин; регулируют производительность насосов внутреннего (через испарители) и внешнего (через кондиционеры) контуров хладоносителя; устраняют отдельные неполадки в работе хладонового и гидравлических трактов и системы автоматики.

При изменении холодопроизводительности включением — выключением компрессора настройка регулятора температуры (зона нечувствительности или дифференциал), выбираемая в соответствии с заданной точностью поддержания динамическими свойствами контура и объемом емкости хладоносителя, не должна, однако, приводить к частоте включений компрессора, превышающей указанную в технических условиях на поставку холодильной машины. При изменении холодопроизводительности отжимом всасывающих пластин цилиндров компрессора, настройками частоты следования им-

Таблица V.18. **Перечень наиболее часто заменяемых элементов аппаратуры в щитах и пультах при наладке холодоснабжения**

Наименование и номинал элемента	Обозначение	Рекомендуемый запас при наладке, шт.
Диод кремниевый	Д226Б	10
Тиратрон тлеющего разряда	МТХ-90	10
Конденсатор электрический 50 В, 100 мкФ	К50-3Б	3
Конденсатор металлобумажный 400 В, 10 мкФ	МБГО, МБГО-2	2
Резистор остеклованный, 25 Вт; 1000, 1500, 2000 Ом	ПЭВ-25	По 2
Резистор 24 кОм; 43 кОм	МЛТ-2	По 2
Резистор 47 кОм	МЛТ-1	2
Резистор 39 кОм; 50÷100 кОм; 0,9 мгОм; 1,8 мгОм	МЛТ-05	По 5
Термобиметаллическое реле времени	ТРВ-1ВМ	2
Реле электромагнитное 220 В	ПЭ-21	1
Набор патронов с плавкими вставками к предохранителям 1А, 2А, 4А, 6А, 10А	ПТ	По 3

пульсов дискретного преобразователя и чувствительности усилителя в блоке регулирования обеспечивается высокая точность поддержания заданной температуры при графике процесса регулирования, близком к апериодическому.

При устранении неполадок в гидравлических трактах холодоснабжения следует добиваться бесшумной работы обратных клапанов. Шум свидетельствует о гидравлической неустойчивости, причиной которой, как правило, является неправильный выбор места установки обратного клапана.

Неполадки в работе отдельных КиП и СА устраняют в соответствии с указаниями заводских инструкций. Неполадки в работе щитов и пультов управления устраняют, заменяя отдельные элементы аппаратуры или регулируя (зачищая) контакты. Перечень наиболее часто заменяемых элементов аппаратуры щитов и пультов холодильных машин с рекомендациями об их запасном числе при наладке приведен в табл. V.18.

После комплексной регулировки производят контрольные замеры общего расхода G холодоносителя, подаваемого к СКВ, перепада температур на входе t_{s1} и выходе t_{s2} холодоносителя из холодильной станции и его давления на выходе. Оценивают соответствие значений этих параметров проектным, а также сравнивают количество (Q_x) отданного СКВ «холода» на выходе из холодильной станции $Q_x = G(t_{s1} - t_{s2})c_p\gamma$ с количеством «холода», получен-

ного кондиционерами, и оценивают величину $Q_х - Q_{скв}$ потери «холода» в магистралях:

$$Q_{скв} = \gamma c_р \sum_1^n G_i (t_{вых\ i} - t_{вх\ i}),$$

где G_i — расход холодоносителя у одного из кондиционеров; $t_{вых\,i}$ — температура холодоносителя на выходе из кондиционера; $t_{вх\,i}$ — температура холодоносителя на входе в кондиционер; n — число кондиционеров, одновременно потреблявших холодоноситель при контрольных замерах; γ — объемная масса; $c_р$ — удельная теплоемкость воды.

Количество «холода», отданного СКВ на выходе из холодильной станции $Q_х$; сравнивают также с холодопроизводительностью $Q_о$ холодильной машины, определяемой по значениям $t_{в2}$ и $t_{в1}$ (температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор) из графиков заводов-изготовителей. Разность $Q_о - Q_х$ или $\Sigma(Q_о - Q_х)$ группы машин, при оптимальной регулировке системы, не должна превышать 0,2 $Q_о$.

Глава VI

ШУМ, СОЗДАВАЕМЫЙ СИСТЕМАМИ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА. МЕРОПРИЯТИЯ ПО ЕГО СНИЖЕНИЮ

VI.1. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Звук как физическое явление представляет собой распространение волновых колебаний в упругой среде, а как физиологическое определяется ощущением, воспринимаемым органом слуха при воздействии звуковых волн в диапазоне частот 16—20 000 Гц.

Шум — звуки, нарушающие тишину и оказывающие вредное воздействие на организм человека.

Воздушный (аэродинамический) шум — шум, распространяющийся по воздуху.

Структурный шум — шум, распространяющийся в твердых телах и излучаемый ими в воздух.

Звуки, возникающие при ходьбе, передвижении мебели и т. п. называют ударным шумом.

Герц — единица измерения частоты колебаний (одно колебание в секунду).

Частота колебаний — число колебаний в 1 с.

Октавная полоса частот — полоса частот, в которой верхняя граничная частота в 2 раза больше нижней.

Третьоктавная полоса частот — полоса частот, в которой это соотношение равно 1,26.

Среднегеометрическая частота октавной полосы, Гц, выражается соотношением

$$f = \sqrt{f_1 f_2}\ , \qquad \text{(VI.1)}$$

где f_1 и f_2 — нижняя и верхняя граничные частоты, Гц.

Звуковое давление P — избыточное давление в данной точке среды по сравнению с давлением при отсутствии звукового поля.

Уровень звукового давления, дБ, определяют по формуле

$$L = 20 \lg \frac{P}{P_0}\ , \qquad \text{(VI.2)}$$

где P — среднеквадратичное значение звукового давления в заданной полосе частот в точке измерения; P_0 — пороговое среднеквадратичное звуковое давление (едва слышимый звук), равное 2×10^{-5} н/м².

Звуковое давление не полностью характеризует источник шума, который в большом помещении может оказаться едва слышимым, а в помещении небольшого объема может создавать высокое звуковое давление.

Для полной характеристики источника шума введено понятие — звуковая мощность, т. е. общее количество звуковой энергии, из-

лучаемой источником шума в окружающее пространство в единицу времени.

Для вентиляторов звуковая мощность примерно может быть определена расчетным путем. Звуковая мощность, как и звуковое давление, характеризуется частотным составом, т. е. источник шума может иметь различную звуковую мощность для разных частот.

Спектр шума — распределение уровней звукового давления по октавным или третьоктавным полосам частот.

Допустимый октавный уровень звукового давления — уровень звукового давления в каждой из восьми октавных полос со среднегеометрическими частотами 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 Гц, принятый в действующих нормативных документах.

VI.2. НОРМИРОВАНИЕ ШУМА

Шум оценивается по номеру предельного спектра (ПС), служащего для характеристики определенного шума одним числом (например, ПС-50) с учетом интенсивности и спектрального распределения шума. Номер предельного спектра численно равен уровню звукового давления в октавной полосе со среднегеометрической частотой 1000 Гц в спектре допустимых уровней звука. Рекомендуемые номера предельных спектров и уровни звука приведены в табл. VI.1. Поправки к допускаемым уровням звука приведены в табл. VI.2.

Таблица VI.1. **Рекомендуемые номера предельных спектров и уровни звука**

Помещения или территории	Номер предельного спектра	Уровень звука по шкале А, дБ
Помещения общественных и жилых зданий		
Палаты больниц и санаториев	ПС-20	25
Жилые комнаты квартир, спальные помещения в детских дошкольных учреждениях и школах-интернатах, жилые помещения домов отдыха и пансионатов	ПС-25	30
Операционные, приемные и местные кабинеты больниц и поликлиник	ПС-30	35
Концертные залы, оперные и драматические театры	ПС-20-25	25—30
Конференц-залы, читальные залы, зрительные залы кинотеатров	ПС-25-30	30—35
Классы и аудитории в школах и учебных заведениях, музеи, кабинеты с повышенными требованиями к шуму	ПС-30-35	35—40
Обычные кабинеты, конторские помещения, большие конструкторские бюро	ПС-35-40	40—45
Залы кафе и ресторанов, фойе театров и кино	ПС-40-45	45—50
Торговые залы магазинов, спорт-залы, пассажирские залы аэропортов и вокзалов	ПС-50	55
Прилегающие территории застроек больниц и санаториев на расстоянии 2 м и более от зданий	ПС-35	40
Жилой застройки на расстоянии 2 м и более от жилых домов и границ площадок отдыха в жилых кварталах	ПС-40	45

Продолжение табл. VI.1

Помещения или территории	Номер предельного спектра	Уровень звука по шкале А, дБ
Производственные помещения		
Для умственной работы без источников шума (кабинеты, конструкторские бюро, комнаты расчетчиков и программистов, помещения лабораторий для теоретических работ и обработки экспериментальных данных, пункты здравоохранения и т. п.)	ПС-40	45
Требующие разборчивой речевой связи по телефону (диспетчерские пункты, пульты управления, узлы телефонной и радиотелефонной связи, кабинеты наблюдения)	ПС-45	50
Конторского труда с источниками шума (пишущие машинки, ручные счетные машины, телеграфные аппараты, коммутаторы), а также точной сборки, цеховой администрации, внутризаводских столовых и т. п.	ПС-50	55
Пультов, кабин наблюдения и дистанционного управления, не требующие речевой связи	ПС-55	60
Лабораторные с источниками шума, а также шумных счетно-вычислительных машин цифропечати, табуляторов, магнитных барабанов и т. п.	ПС-65	70
Рабочие места в шумных цехах и на территории производственных предприятий	ПС-75	80

Таблица VI.2. **Поправки к допускаемым уровням звука для прилегающих территорий застроек**

Влияющий фактор	Условия	Поправка, дБ
Время суток	Ночное время с 23 до 7 ч	0
	Дневное время с 7 до 23 ч	+10
Место расположения	Курортный район	—5
	Жилой	0
	Жилая застройка, расположенная в существующем населенном пункте	+5

Таблица VI.3. **Уровни звукового давления в октавных полосах, дБ, соответствующие номерам предельных спектров**

Номер предельного спектра	При среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
ПС-20	51	39	31	24	20	17	14	13
ПС-25	55	44	35	29	25	22	20	18
ПС-30	59	48	40	34	30	27	25	23
ПС-35	63	52	45	39	35	32	30	28
ПС-40	67	57	49	44	40	37	35	33
ПС-45	71	61	54	49	45	42	40	38
ПС-50	75	66	59	54	50	47	45	44
ПС-55	79	70	63	58	55	52	50	49
ПС-60	83	74	68	63	60	57	55	54
ПС-65	87	79	72	68	65	63	61	59
ПС-70	91	83	77	73	70	68	66	64
ПС-75	95	87	82	78	75	73	71	69

Характер спектра может быть низкочастотным (ниже 300 Гц), среднечастотным (300—800 Гц) и высокочастотным (выше 800 Гц). Шумы с высокочастотными компонентами более раздражающие, чем низкочастотные. В табл. VI.3 приведены октавные уровни звукового давления, соответствующие номерам предельных спектров.

При установлении нормативов шума исходят из терпимых условий, при которых вредное воздействие шума на человека проявляется незначительно. Нормативный уровень звукового давления — уровень звукового давления в каждой из восьми октавных полос, принятый в действующих нормативных документах.

Для оценки транспортных шумов и для ориентировочной оценки постоянного или прерывистого шума пользуются суммарным уровнем звука, дБА (децибел А). Постоянным считается шум, уровни которого во времени изменяются не более чем на 5 дБ (постоянно работающие вентиляционные или насосные установки). Прерывистым считается постоянный шум, который прерывается паузами продолжительностью в несколько часов, минут или секунд. При этом время, в течение которого шум остается постоянным, равно 1 с или более (лифты и т. п.). Непостоянными являются все виды транспортных шумов.

VI.3. ПРОВЕРОЧНЫЕ АКУСТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ВОЗДУШНОГО ШУМА

Акустический расчет производят для каждой из восьми октавных полос слухового диапазона (для которых нормируются уровни шума) со среднегеометрическими частотами 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 Гц.

Для центральных систем вентиляции и кондиционирования воздуха с разветвленными сетями воздуховодов допускается осуществлять акустический расчет только для частот 125 и 250 Гц. Все расчеты выполняют с точностью до 0,5 Гц и округлением конечного результата до целого числа децибел.

Общий уровень звуковой мощности шума вентилятора $L_{P_{общ}}$ дБ, можно определить по формуле

$$L_{P_{общ}} = L + 25 \lg H + 10 \lg Q + \delta, \qquad (VI.3)$$

где L — критерий шумности вентилятора, дБ (см. табл. VI.4); H — полное давление, создаваемое вентилятором, кгс/м²; Q — производительность вентилятора, м³/с; δ — поправка на режим работы вентилятора, дБ

При работе вентилятора в режимах КПД большего или равного 0,9 КПД максимума $\delta = 0$. При отклонении режима работы вентилятора не более 20% максимума КПД принимают $\delta = 2$ дБ, а при отклонении более чем на 20% — 4 дБ.

Величину $25 \lg H + 10 \lg Q$ можно определять по графику (рис. VI.1). Полученная по формуле (VI.3) звуковая мощность излучается открытым входным либо выходным отверстием вентилятора в одну сторону (в свободную атмосферу или в помещение) при наличии плавного подвода воздуха к входному отверстию вентилятора.

При неплавном подводе воздуха или при установке дроссель-клапана во входном патрубке к величинам, указанным в табл. VI.4, добавляют для осевых вентиляторов 8 дБ, для центробежных —

Таблица VI.4. Критерии шумности для вентиляторов L, дБ

Тип и серия вентилятора	Сторона	
	нагнетания	всасывания
Центробежные:		
Ц4-70, Ц4-76	41	38
Ц14-46	47	43
Ц9-55, Ц9-57	47,5	43;5
ЦП7-40	48	43
Ц10-28	47	40
Крышные:		
КЦ3-90, КЦ4-84В	52	48
Осевые:		
06-300	48	48
06-320	57	57
У	51	51
Крышные осевые	49	49

4 дБ. Для плавного подвода воздуха прямой участок на всасывании должен иметь длину (2—3) $Д_{гидр}$.

Октавные уровни звуковой мощности шума вентилятора, $L_{P_{окт}}$ дБ, излучаемого входным либо выходным отверстием вентилятора, определяют по формуле

$$L_{P_{окт}} = L_{P_{общ}} - \Delta L_1 + \Delta L_2, \qquad (VI.4)$$

где $L_{P_{общ}}$ — общий уровень звуковой мощности вентилятора, излучаемый в сторону нагнетания или всасывания, дБ; ΔL_1 — поправка на распределение звуковой мощности вентилятора по октавным полосам, дБ, принимаемая по табл. VI.5; ΔL_2 — поправка, учитывающая влияние присоединения вентилятора к сети воздуховодов, дБ, принимаемая по табл. VI.6. При отсутствии воздуховода $\Delta L_2 = 0$.

Цифры без скобок в табл. VI.5 действительны для частоты вращения колеса вентилятора 700—1400 об/мин. При частоте вращения 1410—2800 об/мин всю колонку цифр следует сдвинуть на строчку вниз, а при 350—690 об/мин — на строчку вверх, принимая для крайних частот цифры, указанные в скобках для частот 32 и 16 000 Гц.

При частоте вращения >2800 об/мин весь спектр следует сдвинуть вниз на две строчки, а при частоте вращения 350 об/мин — на две строчки вверх.

Для частот 4000 и 8000 Гц поправка L_2 не учитывается. Общий уровень звуковой мощности шума вентилятора, излучаемого через стенки кожуха и присоединяемых воздуховодов в помещение вентиляционной камеры, определяют по формуле (VI.3), при этом критерий шумности L принимают по данным табл. VI.4 как среднее зна-

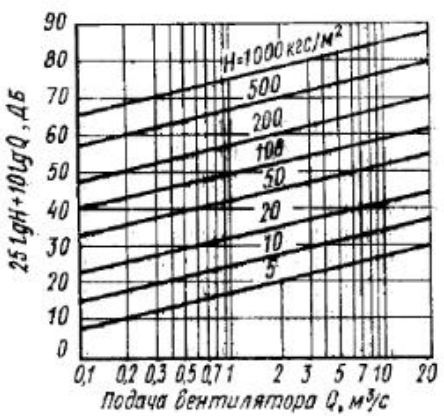


Рис. VI.1. График для определения значения $25 \lg H + 10 \lg Q$

Таблица VI.5. **Поправка ΔL_1, учитывающая распределение звуковой мощности вентилятора по октавным полосам, дБ**

Среднегеометрическая частота октавной полосы, Гц	Центробежные вентиляторы с лопатками, загнутыми:		Осевые вентиляторы
	вперед (Ц9-55, Ц9-57, Ц-14-46 Ц10-28, ЦП7-40)	назад (Ц4-70, Ц4-76, КЦ3-90, КЦ4-84В)	
(32)	(6)	(15)	(18)
63	6	11	13
125	6	7	8
250	6	5	9
500	9	6	5
1000	13	9	7
2000	17	16	10
4000	21	21	16
8000	26	26	23
(16 000)	(31)	(31)	(30)
(42 000)	(36)	(36)	(37)

Таблица VI.6. **Поправка ΔL_2, дБ, на влияние присоединения вентилятора и дросселирующего устройства к сети воздуховодов**

Корень квадратный из площади патрубка вентилятора, мм	Среднегеометрические частоты, Гц					
	63	125	250	500	1000	2000
100	23,5	18	13	7,5	3	0,5
125	21,5	16,5	11	6,5	2	0,5
140	21	15	10,5	5,5	1,5	0
160	19,5	14,5	9,5	4,5	1	0
180	19	13,5	8,5	4	1	0
200	18	13	7,5	3	1	0
225	17	11,5	7	2,5	0,5	0
250	16	11	6	2	0,5	0
280	15,5	10,5	5,5	1,5	0	0
315	14,5	9,5	4,5	1	0	0
355	13,5	8,5	4	1	0	0
400	12,5	7,5	3	0,5	0	0
450	12	6,5	2,5	0,5	0	0
500	11	6	2	0,5	0	0
560	10,5	5,5	1,5	0	0	0
630	9,5	5	1	0	0	0
710	8,5	4	1	0	0	0
800	7,5	3	1	0	0	0
900	7	3	0,5	0	0	0
1000	6	2	0,5	0	0	0
1250	4,5	1	0	0	0	0
1400	4	1	0	0	0	0
1600	3	0,5	0	0	0	0

чение со стороны всасывания и нагнетания. Октавные уровни звуковой мощности шума, излучаемого вентилятором в помещение вентиляционной камеры, определяют по формуле (VI.4) и табл. VI.5 с поправкой $\Delta L_2 = 0$. При установке в вентиляционной камере нескольких вентиляторов определяют для каждой октавной полосы суммарный уровень звуковой мощности шума всех вентиляторов.

Добавка к более высокому уровню, необходимая для определения суммарного уровня звуковой мощности шума $L_{P_{сум}}$, зависит от разности двух складываемых уровней.

Разность уровней, дБ	0—1	2—4	5—9	10	15
Добавка, дБ	3	2	1	0,4	0,2

При суммировании двух и более звуковых уровней сложение начинают с двух бо́льших уровней и потом последовательно складывают с суммарным оставшиеся уровни.

Октавные уровни звуковой мощности шума, излучаемого в помещение местными кондиционерами и другими вентиляционными установками с осевыми вентиляторами (без воздуховодов), определяют по формуле (VI.4) и табл. VI.5 и прибавляют 3 дБ.

Для нескольких местных кондиционеров с центробежными вентиляторами октавные уровни звуковой мощности шума со стороны всасывания и нагнетания определяют по формуле (VI.4) и табл. VI.6 и затем складывают полученные уровни как указано выше.

Шум, генерируемый элементами воздуховодов, определяют таким же образом, как и шум вентиляторов.

Ориентировочно общий уровень звуковой мощности шума, дБ, от дросселирующих, воздухораспределительных и воздухоприемных устройств (клапаны, шиберы, решетки, плафоны и т. п.) при отсутствии шумовых характеристик можно определить по формуле

$$L_{P_{общ}} = 60 \lg v + 30 \lg \xi + 10 \lg F + Б, \qquad (VI.5)$$

где v — средняя скорость воздуха на входе в устройство, определяется по площади сечения подводящего воздуховода — для дросселирующих устройств и плафонов и по габаритам — для решеток, м/с; ξ — коэффициент местного сопротивления, отнесенный к скорости входа в устройство; F — площадь поперечного сечения подводящего воздуховода или решетки, м²; Б — поправка, дБ, принимаемая: для дросселирующих устройств, анемостатов и дисковых плафонов равной 6, для плафонов типа ВНИИГС-13, а для решеток и открытых отверстий равной нулю.

Октавные уровни звуковой мощности шума, излучаемого в воздух дросселирующими устройствами, подсчитывают по формуле (VI.4); $L_{P_{общ}}$ определяют по формуле (VI.5); поправку ΔL_2 принимают по табл. VI.6 (по площади поперечного сечения воздуховода), а величину поправки ΔL_1 находят в зависимости от величины частотного параметра $\overline{f}$, определяемого по формуле

$$\overline{f} = fD/v, \qquad (VI.6)$$

где f — среднегеометрическая частота данной октавной полосы, Гц; D — средний поперечный диаметр воздуховода (эквивалентный диаметр), м; v — средняя скорость движения воздуха на входе в дросселирующее устройство, м/с.

Поправки ΔL_1 для определения октавных уровней звуковой мощности шума дросселирующих устройств, дБ, в зависимости от величины частотного параметра $\overline{f}$ приведены ниже.

Частотный параметр $\overline{f}$	0,4	0,6	0,8	1	10	20	60	80	100	200	400	600	800
ΔL_1, дБ . .	10	8	6	5	5	6	8	9	10	13	18	21	24

Промежуточные значения ΔL_1 определяют интерполяцией. Октавные уровни звуковой мощности в плафонах и решетках определяют по формуле VI.4. $L_{P_{общ}}$ вычисляют по формуле VI.5 с поправкой ΔL_1, принимаемой по табл. VI.7 ($\Delta L_2 = 0$).

При расчете требуемого снижения уровней звукового давления шум, создаваемый в воздухораспределительных или в воздухоприемных устройствах или в решетке, не учитывают, если их звуковая мощность не превышает допускаемую $L_{P_{доп}}$ (по формуле VI.13). Допускаемую звуковую мощность можно определять только для

Таблица VI.7. **Поправка ΔL_1, дБ, учитывающая распределение звуковой мощности шума анемостатов, плафонов и решеток по октавным полосам**

Тип устройства	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Анемостат	6	7	8	10	11	12	22	28
Плафон типа ВНИИГС	7	7	5	8	15	21	26	30
Решетка	13	8	8	8	8	8	13	18

одной частоты, принимаемой для плафонов ВНИИГС равной 250 Гц, для анемостатов и решеток — 2000 Гц.

Рекомендуется для снижения уровня звуковой мощности, генерируемой в воздуховодах, принимать следующие максимальные скорости движения воздуха: в магистральных воздуховодах общественных зданий и вспомогательных помещений промышленных зданий 5—6 м/с, а в ответвлениях — 2—4 м/с. Для промышленных зданий эти скорости можно увеличивать в 2 раза.

Для систем вентиляции с разветвленной сетью воздуховодов акустический расчет делают только для ветви к ближайшему помещению (при одинаковых допускаемых уровнях шума), при разных уровнях шума — для ветви с наименьшим допускаемым уровнем. Акустический расчет для воздухоприемных и выбросных шахт делают отдельно.

Для централизованных систем вентиляции и кондиционирования воздуха с разветвленной сетью воздуховодов расчет можно делать только для частот 125 и 250 Гц.

При поступлении шума в помещение от нескольких источников (из приточных и вытяжных решеток, от агрегатов, местных кондиционеров и др.) выбирают несколько расчетных точек на рабочих местах, ближайших к источникам шума. Для этих точек определяют октавные уровни звукового давления от каждого источника шума в отдельности.

Октавные уровни звукового давления, создаваемые в расчетной точке (источник шума находится в помещении — решетка, плафон, кондиционер), определяют по формуле

$$L = L_{P\,\text{окт}} + 10 \lg (\Phi/4\pi r^2 + 4/B_{\text{ш}}), \qquad \text{(VI.7)}$$

где Φ — фактор направленности излучения источника шума (рис. VI.2); r — расстояние от геометрического центра источника шума до расчетной точки (РТ) или рабочей зоны, м; $B_{\text{ш}}$ — постоянная помещения с источником шума в рассматриваемой октавной полосе, м².

Для небольших помещений средние по помещению уровни звукового давления определяют по формуле

$$L = L_{P\,\text{окт}} - 10 \lg B_{\text{ш}} + \Delta + 6, \qquad \text{(VI.8)}$$

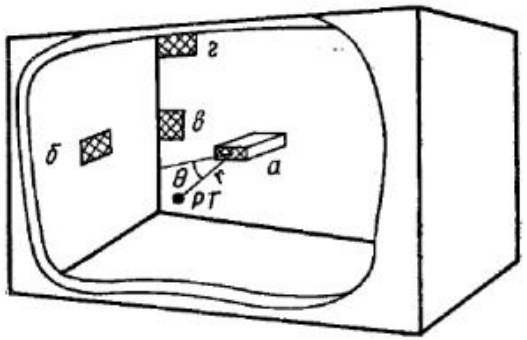
где Δ — поправка на расположение источника шума, равная при его расположении в рабочей зоне для всех частот 3 дБ, выше рабочей зоны, равная нулю.

Требуемое снижение уровней звукового давления $L_{\text{тр}}$ определяют также отдельно для каждого источника шума по формулам. Если в помещение проникает шум только от одного источника, то требуемое снижение уровней звукового давления в расчетной точке $\Delta L_{\text{тр}}$, дБ, вычисляют для всех частот по формуле

$$\Delta L_{\text{тр}} = L - L_{\text{доп}} + 5, \qquad \text{(VI.9)}$$

где L — октавный уровень звукового давления в расчетной точке, дБ; $L_{\text{доп}}$ — допускаемый по нормам уровень звукового давления, дБ (см. табл. VI.1—VI.3).

При различных в течение суток нормативных требованиях к уровням звукового давления акустический расчет выполняют на наиболее низкие допустимые уровни.



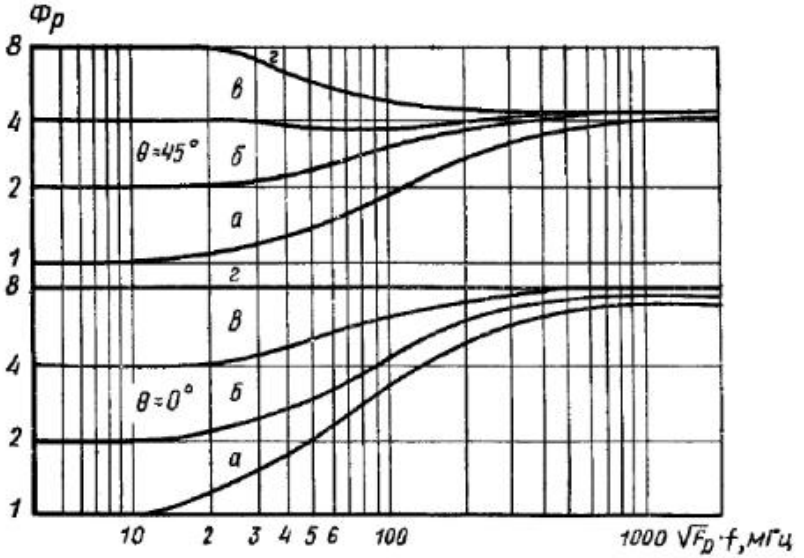


Рис. VI.2. Схема возможного размещения вентиляционных отверстий (решеток) и график для определения фактора направленности Ф при излучении шума из них

а — решетка в центре помещения; *б* — решетка в центре стены; *в* — решетка в середине угла; *г* — решетка вверху угла; *r* — расстояние от центра решетки до расчетной точки (РТ); $F_{\text{р}}$ — площадь решетки, м²; *f* — среднегеометрическая частота октавной полосы, Гц; θ — угол падения на расчетную точку

Если в расчетную точку излучается шум от нескольких источников, то требуемое снижение уровня звукового давления ($\Delta L_{i\text{тр}}$), дБ, рассчитывают отдельно для каждого источника по формуле

$$\Delta L_{i\text{тр}} = L_i - L_{\text{доп}} + 10 \lg m + 5, \qquad \text{(VI.10)}$$

где L_i — октавный уровень звукового давления, создаваемый источником шума в расчетной точке, дБ; m — общее число расчетных источников шума (решеток приточно-вытяжной вентиляции, дросселирующих устройств и т. п.).

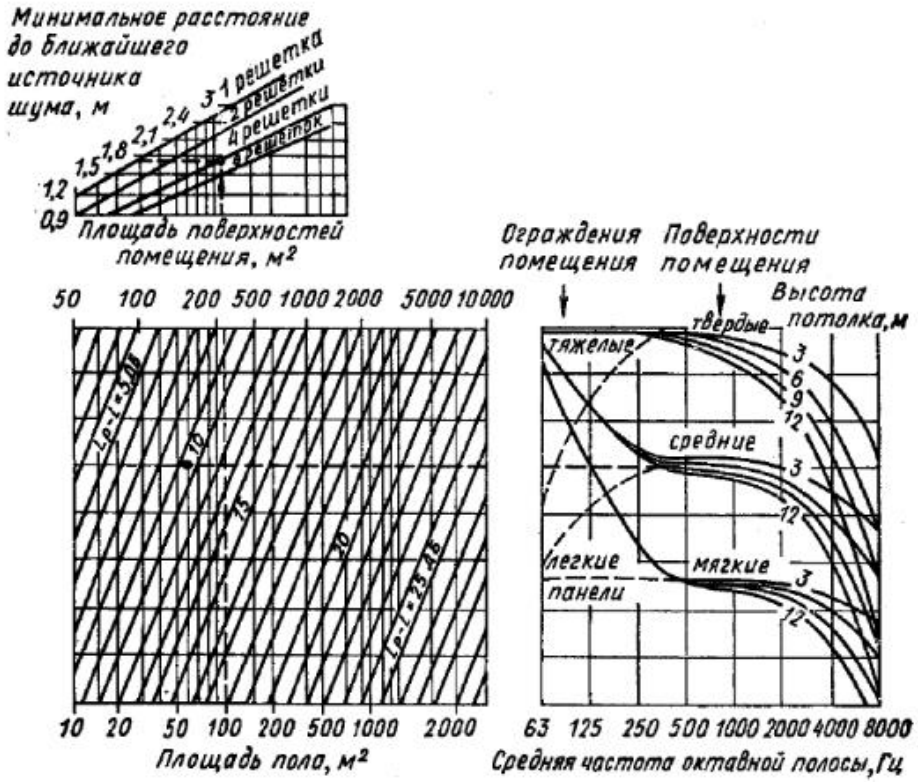


Рис. VI.3. Номограмма для приблизительного расчета L_p—L для типичных помещений

В общем числе источников шума m не учитывают источники, создающие в расчетной точке октавные уровни на 10 и 15 дБ ниже нормативных, при числе их соответственно не более 3 и 10. Не учитывают также дросселирующие устройства у вентиляторов.

Несколько равномерно распределенных по помещению приточных или вытяжных решеток от одного вентилятора можно рассматривать как один источник шума при проникании через них шума от одного вентилятора.

При расположении в помещении нескольких источников одинаковой звуковой мощности уровни звукового давления в выбранной расчетной точке определяют по формуле

$$L = L_{p_{\text{окт}}} + 10 \lg \left[\Phi/4\pi R \left(1/r_1^2 + 1/r_2^2 + \ldots\right) + 4/\text{B}_{\text{ш}}\right], \qquad \text{(VI.11)}$$

где r_1, r_2 и т. д. — расстояния от отдельных источников шума до расчетной точки, м; n — число источников шума.

Графическое решение уравнения (VI.7) приведено на рис. VI.3.

Постоянную помещения B в общем случае определяют по формуле

$$\text{B} = S\bar{\alpha}/(1 - \alpha), \qquad \text{(VI.12)}$$

где S — общая площадь потолка, стен и пола, м²; $\bar{\alpha}$ — средний коэффициент звукопоглощения всех поверхностей (безразмерный);

$$S\bar{\alpha} = S\alpha_1 + S_2\alpha_2 + \ldots + A_1 + A_2,$$

где S_1, S_2 и т. д. — площади отдельных поверхностей помещения, м²; α_1, α_2 и т. д. — коэффициенты звукопоглощения отдельных поверхностей в данной октавной полосе (безразмерные); A_1, A_2 и т. д. — эквивалентные площади звукопоглощения отдельных штучных поглотителей (мебель, люди, объемные поглотители и т. п.), м².

Для типичных помещений разного назначения со средними пропорциями разность L_p—L с точностью до 1 или 2 дБ можно определить по графику (рис. VI.3) и табл. VI.8.

Таблица VI.8. **Характеристика звукопоглощения поверхностей помещений различного назначения**

Помещения	Характеристики поверхностей помещения	Значения $\bar{\alpha}$
Телевизионные студии и радиостудии, театры, лекционные залы	Мягкие	0,4
Концертные залы, магазины, рестораны, конторы, конференцзалы, номера гостиниц, школы, больницы, жилые дома, библиотеки, помещения для счетных машин и пр.	Средние	0,2
Спортивные залы, производственные помещения фабрик и заводов	Твердые	0,1

Зная разность уровней и допускаемые уровни звукового давления $L_{\text{доп}}$, можно определить допускаемые уровни звуковой мощности источника шума $L_{P_{\text{доп}}}$ для любой октавной полосы с учетом поправки на число источников шума n по формуле

$$L_{P_{\text{доп}}} = L_{\text{доп}} + (L_p - L) - 10 \lg n. \qquad \text{(VI.13)}$$

Для определения допускаемого уровня звуковой мощности на одно приточное устройство из общего уровня следует вычесть поправку, зависящую от числа приточных устройств примерно одинаковой звуковой мощности:

Число устройств n	2	3	4	8	10	20	40	100
Поправка, дБ	3	5	6	9	10	13	16	20

По графику (см. рис. VI.3, вверху) (зная число решеток в помещении и площадь пола) можно определить минимальное расстояние до ближайшей решетки, не учитывая при этом фактор направленности, т. е. прямой звук от источника шума. Если фактическое расстояние до решетки меньше минимального, то расчет производят по формуле (VI.11). Если расчетная точка находится в вентилиру-

емом помещении, которое нужно изолировать от шума, а шум от вентилятора или генерирующего элемента (дроссель-клапана, тройника и т. п.) распространяется по воздуховодам и излучается в помещение через приточную или вытяжную решетку, то октавные уровни звукового давления определяют по формуле

$$L = L_{P_{\text{окт}}} - \Delta L_{P_{\text{в}}} + 10 \lg (\Phi/4\pi r^2 + 4/B), \qquad \text{(VI.14)}$$

где $L_{P_{\text{окт}}}$ — октавный уровень звуковой мощности, излучаемой в воздуховод вентилятором, дроссель-клапаном и т. п., дБ; $\Delta L_{P_{\text{в}}}$ — суммарное снижение уровня (потери) звуковой мощности в данной октавной полосе по пути распространения звука от источника до выбранного помещения, дБ.

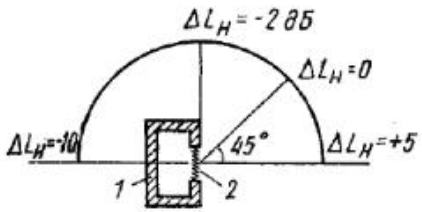


Рис. VI.4. Схема для определения поправки $\Delta L_{\text{н}}$ на направленность излучения шума от источника шума

1 — вентиляционная шахта; *2* — жалюзийная решетка

Если расчетные точки находятся на прилегающей к зданию территории, а шум вентилятора по воздуховоду излучается в атмосферу через решетку, шахту или непосредственно через стенки кожуха вентилятора либо через открытый патрубок (при установке вентилятора снаружи здания), октавные уровни в расчетных точках определяют по формуле

$$L = L_{P_{\text{окт}}} - \Delta L_{P_{\text{в}}} - 20 r_{\text{а}} + \Delta L_{\text{н}} - 8, \qquad \text{(VI.15)}$$

где $r_{\text{а}}$ — расстояние от источника шума (решетки, вентилятор) до расчетной точки, м; $\Delta L_{\text{н}}$ — поправка на направленность излучения шума, дБ (рис. VI.4).

Если расчетная точка находится в помещении данного здания, то необходимо дополнительно учитывать снижение шума, обеспечиваемое наружным ограждением помещения в зависимости от его конструкции (табл. VI.9).

Таблица VI.9. **Снижение шума, дБ, обеспечиваемое наружными ограждениями помещения здания**

Конструкция	При среднегеометрической частоте октавной полосы, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Типовая стена:								
с открытыми окнами	10	10	12	14	16	18	18	18
с закрытыми окнами, открытыми небольшими вентиляционными отверстиями	15	15	17	19	21	23	23	23
с закрытыми окнами, без щелей и открытых отверстий	20	20	23	26	29	32	32	32
Стена без окон и щелей массой, кг/м²:								
около 100	26	27	31	35	39	43	45	47
около 250	32	38	37	41	45	49	51	53

При измерении шума как на прилегающей территории, так и в здании учитывают шумовой фон. Для определения уровня шума только от системы вентиляции из суммарного уровня нужно вычесть поправку, зависящую от разности уровней при работающей и выключенной системе вентиляции.

Разность уровней, дБ	0	1	2	3	4	5—9	10 и более
Поправка, дБ	>10	7	4	3	2	1	0

VI.4. ПОТЕРИ УРОВНЕЙ ЗВУКОВОЙ МОЩНОСТИ

Общие потери звуковой мощности в вентиляционной сети составляют арифметическую сумму всех учтенных потерь. Эти потери включают потери на прямых участках (вследствие изгибных колебаний стенок) в прямых коленах, в тройниках при ответвлении под прямым углом, при внезапном изменении поперечного сечения воздуховода и при отражении от открытого конца канала или решетки. Снижение уровней звуковой мощности в отдельных элементах вентиляционной сети можно определять по данным, приведенным ниже.

В табл. VI.10—VI.14 приведены данные по снижению уровней (потери) звуковой мощности в элементах воздуховодов.

Таблица VI.10. **Снижение уровня звуковой мощности, дБ, в металлических воздуховодах прямоугольного и круглого сечений**

Размер поперечного сечения, мм (сторона, диаметр)	При среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Прямоугольного:								
75—200	0,6	0,6	0,45	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
210—400	0,6	0,6	0,45	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2
410—800	0,6	0,6	0,3	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
810—1600	0,45	0,3	0,15	0,1	0,06	0,06	0,06	0,06
Круглого:								
75—200	0,1	0,1	0,15	0,15	0,3	0,3	0,3	0,3
210—400	0,06	0,1	0,1	0,15	0,2	0,2	0,2	0,2
410—800	0,03	0,06	0,06	0,01	0,15	0,15	0,15	0,15
810—1600	0,03	0,03	0,03	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06

Снижение уровня звуковой мощности, дБ, при резком изменении площади поперечного сечения воздуховода (сужение или расширение) для всех частот определяют по табл. VI.13 или по формуле

$$\Delta L_P = 10 \lg [(m + 1)^2/4m], \qquad \text{(VI.16)}$$

где $m = F_1/F_2$ (F_1 и F_2 — площади поперечного сечения воздуховода соответственно до и после изменения, м²).

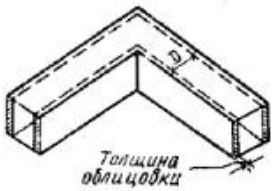
При плавном изменении сечений воздуховода снижение уровней звуковой мощности не учитывается.

Снижение уровней звуковой мощности, дБ, в разветвлении воздуховода (тройнике) можно определять по графику (рис. VI.5) или по формуле

$$\Delta L_P = 10 \lg [(\Sigma F_{\text{отв}i})/F_{\text{отв}i} (m' + 1)^2/4F_{\text{маг}}]; \qquad \text{(VI.17)}$$

где $m' = F_{маг}/\Sigma F_{отв\,i}$ ($F_{маг}$ — площадь поперечного сечения магистрального воздуховода перед разветвлением, м²); $F_{отв\,i}$ — площадь поперечного сечения ответвления воздуховода, м²); $\Sigma F_{отв\,i}$ — суммарная площадь поперечных сечений всех ответвлений воздуховодов данного разветвления, м².

Таблица VI.11. **Снижение уровня звуковой мощности, дБ, в облицованных и необлицованных прямоугольных коленах**



Место облицовки и ширина поворота, D, мм	При среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Без облицовки:								
125	0	0	0	1	5	7	5	3
250	0	0	1	5	7	5	3	3
500	0	1	5	7	5	3	3	3
1000	1	5	7	5	3	3	3	3
2000	5	7	5	3	3	3	3	3
До поворота:								
125	0	0	0	1	5	8	6	8
250	0	0	1	5	8	6	8	11
500	0	1	5	8	6	8	11	11
1000	1	5	8	6	8	11	11	11
После поворота:								
125	0	0	0	1	6	11	10	10
250	0	0	1	6	11	10	10	10
500	0	1	6	11	10	10	10	10
1000	1	6	11	10	10	10	10	10
До и после поворота:								
125	0	0	0	1	6	12	14	16
250	0	0	1	6	12	14	16	18
500	0	1	6	12	14	16	18	18
1000	1	6	12	14	16	18	18	18

Примечания: 1. Данные приведены для случая, когда длина облицованного участка не менее $2D$, а толщина облицовки равна 10% ширины D. При меньшей толщине облицовки длину облицованного участка пропорционально увеличивают. 2. При угле поворота, меньшем или равном 45°, потери звуковой мощности не учитывают. Для эффективного снижения потерь облицовывают только боковые стороны (см. эскиз).

Таблица VI.12. **Снижение уровня звуковой мощности, дБ, в плавных поворотах воздуховодов или в прямоугольных коленах с направляющими лопатками**

Ширина или диаметр поворота, мм	При среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
125—250	0	0	0	0	1	2	3	3
260—500	0	0	0	1	2	3	3	3
510—1000	0	0	1	2	3	3	3	3
1100—2000	0	1	2	3	3	3	3	3

Таблица VI.13. **Снижение уровня звуковой мощности при внезапном изменении площади поперечного сечения воздуховода**

Отношение площадей поперечных сечений, при		Снижение уровня звуковой мощности, дБ	Отношение площадей поперечных сечений при		Снижение уровня звуковой мощности, дБ
сужении	расширении		сужении	расширении	
1	1	0	0,33	3	1,5
0,5	2	0,5	0,25	4	2
0,4	2,5	1	0,2	5	2,5

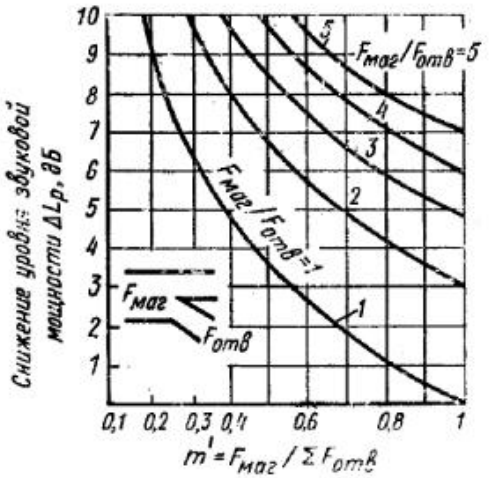


Рис. VI.5. График для определения снижения уровней (потери) звуковой мощности шума при разветвлении воздуховода (в сечении $F_{отв}$)

Таблица VI.14. **Снижение уровня звуковой мощности, дБ, в результате отражения от открытого конца воздуховода (решетки)**

Диаметр воздуховода или $\sqrt{F}$, мм	Площадь сечения воздуховода F, м²	При среднегеометрических частотах октавных полос, Гц				
		63	125	250	500	1000
125	0,015	17	12	8	4	1
250	0,062	12	8	4	1	0
500	0,25	8	4	1	0	0
1000	1	4	1	0	0	0
2000	4	1	0	0	0	0

Для тройников на ответвлении с поворотом на 90° к $\Delta L_р$, подсчитанному по формуле (VI.17), прибавляют величину снижения уровня звуковой мощности в повороте воздуховода, определяемую по табл. VI.11 или VI.12.

Для тройников на проходе учитывают только снижение уровня звуковой мощности по формуле (VI.17)

Указанные в табл. VI.14 величины действительны, если воздуховод заканчивается заподлицо с поверхностью, откуда он выходит, и расположен на расстоянии нескольких диаметров от других ограждений помещения. Если воздуховод (решетка) расположен ближе к ограждениям помещения, то потери в результате отражения определяют по следующему большему размеру воздуховода. На частотах 2000—8000 Гц потери уровней звуковой мощности не учитываются.

VI.5. МЕРОПРИЯТИЯ ПО СНИЖЕНИЮ ШУМА В УСТАНОВКАХ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Аэродинамический шум вентиляторов распространяется по воздуховодам и проникает через приточные и вытяжные решетки в помещения или на территорию, окружающую здание.

Динамические нагрузки вентиляционных установок передаются строительным конструкциям здания и возбуждают колебания их в виде структурного шума, передающегося не только в смежные помещения, но и по всему зданию. В вентиляторах с подшипниками качения при окружных скоростях колес более 15 м/с обычно преобладает аэродинамический шум. Аэродинамический шум вентилятора зависит от его типа, размеров, конструкции, числа оборотов и режима работы. Он минимален при работе на режиме максимального КПД. Шум возникает также при движении воздуха в каналах, диафрагмах, дроссель-клапанах, плафонах, шиберах, поворотах воздуховодов, тройниках, решетках и других элементах вентиляционной системы.

Для предотвращения шума дроссель-клапаны следует располагать на расстоянии нескольких калибров воздуховода от приточных насадков и решеток. В этом случае воздушные струи, создаваемые клапаном, не будут бить непосредственно в элементы приточного насадка (решетки). Шумовые характеристики (октавные уровни звуковой мощности) источников шума принимают, как правило, по паспортам на это оборудование или по данным каталогов.

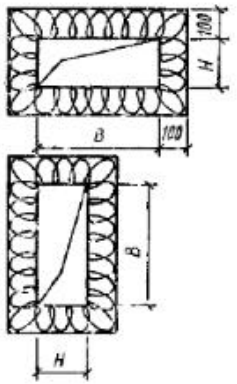
Шум, распространяющийся по воздуховодам в рабочие помещения или в окружающую атмосферу, снижают до допустимого специальными глушителями, типы и размеры которых определяют акустическим расчетом. Преимущественное применение для систем вентиляции получили два типа глушителей: трубчатые и пластинчатые. Выбор типа и конструкции глушителя зависит от размеров воздуховодов и наличия места для его установки. Трубчатые глушители применяют при площади поперечного сечения воздуховода до 500×500 мм. При бо́льших размерах следует применять пластинчатые глушители, поскольку малая акустическая эффективность трубчатых глушителей требует большей их длины.

Ниже приведены технические данные по расчету и выбору трубчатых и пластинчатых шумоглушителей серии 4.904-18/76.

Номенклатура трубчатых шумоглушителей приведена в табл. VI.15 и VI.16.

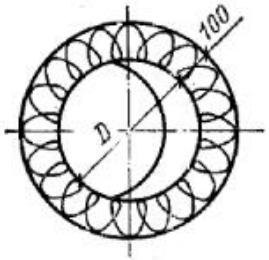
Все трубчатые шумоглушители разработаны с фланцами для соединения их между собой и с воздуховодами. Шумоглушители трубчатые прямоугольного сечения обозначаются ШТП и порядковым номером, круглого сечения — ШТК, пластины шумоглушителей — ШП. Соответственно обтекатели (служат для уменьшения

Таблица VI.15. Трубчатые шумоглушители прямоугольного сечения



Шифр	Площадь свободного сечения, м²	Размеры, мм		На фальцах	Сварной
		B	H	Масса, кг	
ШТП-1	0,015	150	100 *	17	26,5
ШТП-2	0,020	200		18,5	29,6
ШТП-3	0,23	150	150	19,1	30,5
ШТП-4	0,030	200		20,5	32,5
ШТП-5	0,040		200	22,1	34,8
ШТП-6	0,050	250		24	37,4
ШТП-7	0,080	400		28,5	45,6
ШТП-8	0,062	250	250	23	41,2
ШТП-9	0,100	400		31	48,7
ШТП-10	0,160		400	37,1	55,1
ШТП-11	0,125	500	250	37,6	56,3
ШТП-12	0,200		400	44	65,1
ШТП-13	0,250		500	47,9	71

Таблица VI.16. Трубчатые шумоглушители круглого сечения



Шифр	Площадь свободного сечения, м²	D, мм	На фальцах	Сварной
			Масса, кг	
ШТК-1	0,031	200	16,5	26,6
ШТК-2	0,049	250	19,5	30,6
ШТК-3	0,062	280	21,5	33,2
ШТК-4	0,083	325	23,6	36,6
ШТК-5	0,126	400	28,2	44,1
ШТК-6	0,159	450	31	47,7
ШТК-7	0,196	500	34	52

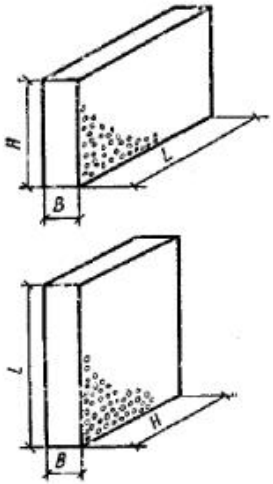
гидравлического сопротивления) средние обозначаются — ОС, крайние ОК, а металлические кожухи — К.

Пластинчатые шумоглушители (табл. VI.17) собирают из отдельных звукопоглощающих пластин на месте установки в стальном кожухе или в строительных конструкциях (при площади поперечного сечения более 2×2 м).

Звукопоглощающие материалы шумоглушителей, кроме способностей поглощать звуковую энергию, должны удовлетворять ряду других требований. Материалы, применяемые в вентиляционных глушителях, установленных в приточных системах, не должны выделять пылевых частиц. Для этого, например, непригодны минеральная вата или керамическая крошка. Звукопоглощающие материалы для вентиляционных систем, обслуживающих пожароопасные помещения, не должны быть сгораемыми.

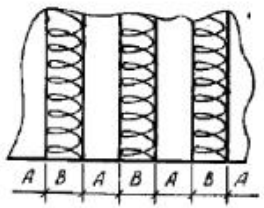
Выбор звукопоглощающего материала зависит от того, в какой системе (приточной или вытяжной) его применяют. В глушителях для приточных и вытяжных систем в качестве звукопоглощающего материала применяют маты (холсты) из супертонкого стекловолокна СТВ марки Ш, плотностью 15—20 кг/м³, изготовляемые Ивотским стеклозаводом или холсты из ультрасупертонкого базальтового волокна (БСТВ) марок Б или С, плотностью 15—20 кг/м³, изготовляемые Ирпеньским комбинатом «Прогресс» и Беличским объединением. Теплозвукоизоляция. Только для вытяжных систем, за исключением низкочастотных шумоглушителей, применяют: плиты полужесткие из минеральной ваты марки ПП-80, плотностью 80 кг/м³, изготовляемые комбинатом асбоизделий «Красный строитель» Московской области или плиты полужесткие из стекловолокна марки ЦФД, плотностью 30—40 кг/м³, изготовляемые Саратовским заводом «Техстекло». Для низкочастотных шумоглушителей (пластины толщиной 800 мм) вытяжных систем применяют плиты мягкие из минеральной ваты марок ПМ-40 и ПМ-50, плотностью

Таблица VI.17. Размеры пластин — пластинчатых шумоглушителей



Шифр	Размеры, мм			Масса, кг
	B	H	L	
ШП-1	100	250	500	5
ШП-2	200			7
ШП-3	100	500		7,5
ШП-4	200			10
ШП-5	400			16
ШП-6	100	250	1000	8,7
ШП-7	200			12,2
ШП-8	100	500		13,1
ШП-9	200			18,1
ШП-10	400			27,9
ШП-11	100	1000		23,5
ШП-12	200			32
ШП-13	400			48,5

Таблица VI.18. **Технические данные пластинчатых шумоглушителей**



Толщина средних пластин B, мм	Расстояние между пластинами A, мм	Фактор свободной площади	Длина шумоглушителя, м	Эффективность шумоглушителя, дБ, при среднегеометрических полосах октавных частей, Гц							
				63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
100	100	0,50	1	2	2,5	6	20	21	17	15	10
			2	1,5	5	11	35	38	32	23	13
			3	2	7,5	15	45	50	40	31	15
200	200	0,50	1	1,5	3,5	9	15	13,5	11	10	9
			2	3	7	16	30	23	17,5	15	13
			3	4,5	9,5	23	43	35	25	20	16
400	400	0,50	1	2,5	6,5	11	11,5	10,5	8	7	7
			2	4,5	12	20	19	16	11	10	10
			3	5,5	16,5	30	27	22	15	13	12
800	800	0,50	1	5	6	6,5	5	5	5	4	4
			2	8,5	9	10,5	8	7,5	7,5	6,5	6,5
			3	12	12,5	13,5	11	10,5	10,5	10	10
800	250	0,25	1	9,5	13,5	16,5	14	14	13,5	13	12
			2	17,5	22,5	28	26	24	21	18,5	16,5
			3	24	33	38	37	34	26	22	20

Примечание. Фактор свободной площади глушителя (φ) равен $\varphi = F_{\text{своб}}/F_{\text{габ}}$, $F_{\text{своб}}$ и $F_{\text{габ}}$ соответственно свободная площадь поперечного перечного сечения глушителя для прохода воздуха, м², и габаритная площадь кожуха глушителя, м², длиной 1,2 и 3 м.

соответственно 40 и 50 кг/м³, изготовляемые комбинатом асбоизделий «Красный строитель».

Для влажного воздуха рекомендуется применять холсты БСТВ. В качестве защитного покрытия от выдувания звукопоглощающего материала глушителя потоком воздуха применяют листовую перфорированную сталь (диаметр отверстий 6 мм, шаг 12 мм) и стеклоткань марок Э3-100, Э2-100 и Э2-8. Вместо стеклотканей можно применять войлок марки Б из поливинилхлоридных (ПВХ) волокон толщиной слоя 3—5 мм либо стеклоткани с эквивалентным сопротивлением продуванию. Потери на трение в глушителях с перфорированными листами меньше, чем в глушителях с металлической сеткой, отсюда меньше уровень шума, возбуждаемого потоком воздуха.

Таблица VI.19. **Технические данные трубчатых шумоглушителей**

Обозначение	Размеры, мм			Снижение шума на 1 м длины шумоглушителя, дБ, при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц								Гидравлический диаметр, $D_г$, м
	B	H	D	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
ШТП-1	150	100		4	10	13	20	23	20	15	10	0,12
ШТП-2	200			4	7,5	19	24	24	22	15	8	0,133
ШТП-3	150	150		4	7,5	19	24	24	22	15	8	0,15
ШТП-4	200			3,5	5,5	18	22	21	16	10	6	0,17
ШТП-5				3,5	5,5	18	22	21	16	10	6	0,2
ШТП-6	250	200		3,5	5,5	18	22	21	16	10	6	0,22
ШТП-7	400			3	4	11	12,5	14,5	10,5	6,5	3,5	0,266
ШТП-8	250	250		3	4,5	14,5	17,5	17	13	8	4	0,25
ШТП-9	400			3	4	11	12,5	14,5	10,5	6,5	3,5	0,31
ШТП-10		400		2,5	3,5	7	7,5	12	8	5	3	0,4
ШТП-11	500	250		2,5	3,5	10	12	13,5	10	6	3	0,334
ШТП-12		400		2	3	6,5	7	11	7	4,5	3,5	0,445
ШТП-13		500		2	3	5,5	6	10	6,5	4	2,5	0,5
ШТК-1			200	3	6	17	17,5	21	22	18	14	0,2
ШТК-2			250	2,5	5,5	14,5	13	16,5	17,5	11	9	0,25
ШТК-3			280	2	5	12,5	10	13	15	8	6,5	0,28
ШТК-4			325	2	5	12,5	10	13	15	8	6,5	0,325
ШТК-5			400	1	3,5	10	8	10,5	10	4	3,5	0,4
ШТК-6			450	1	3,5	10	81	10,5	10	4	3,5	0,45
ШТК-7			500	0,5	2,5	9	7,5	9,5	9	3	2,5	0,5

Акустической характеристикой шумоглушителя служит его эффективность, т. е. разность уровней звукового давления в помещении до установки шумоглушителя и после. В табл. VI.18 приведены данные по эффективности пластинчатых шумоглушителей.

Для трубчатых глушителей в табл. VI.19 приведены данные по снижению шума на 1 м длины (из-за отсутствия данных по их эффективности).

Ниже приводятся общие указания по подбору шумоглушителей. Необходимая длина трубчатого шумоглушителя $l_{тр}$, м, определяется по формуле

$$l_{тр} = \Delta L_{треб}/\Delta L_{глуш}, \qquad (VI.18)$$

где $\Delta L_{треб}$ — требуемое снижение уровня звукового давления в данной октавной полосе частот дБ (по акустическому расчету); $\Delta L_{глуш}$ — снижение шума на 1 м длины глушителя, дБ (табл. VI.19).

Длину трубчатых глушителей принимают по наибольшему из всех значений, полученных расчетом для каждой из восьми октавных полос (см. эскизы к табл. VI.15 и VI.16).

Длину пластинчатых шумоглушителей определяют по табл. VI.18. Длину пластинчатого шумоглушителя не следует принимать более 3 м, так как при большей длине появляются косвенные пути распространения звука. Если требуемая длина шумоглушителя получается 4 м и более целесообразно разделить его на две части, соединяя их воздуховодом длиной 0,8—1 м с гибкими вставками длиной по 250—300 мм.

Число пластин и воздушных каналов, а также высота их не влияют на эффективность пластинчатого шумоглушителя. Толщина пластин и расстояния между ними зависят от частотной характеристики, требуемого акустическим расчетом затухания и от места установки глушителя.

Для центральных систем кондиционирования воздуха и вентиляции с разветвленной сетью воздуховодов, когда определяющими являются частоты 125—250 Гц, оптимальная толщина пластин равна 200 мм, толщина крайних пластин — 100 мм. При диапазоне частот 500 Гц и выше оптимальная толщина пластин равна 100 мм. При определяющем значении диапазона низких частот 63—125 Гц (большие телестудии, зрительные залы и т. п.) оптимальная толщина пластин 800 мм.

При этом рекомендуется соединять вместе две пластины толщиной 400 мм. Рекомендуемая толщина пластин приведена в табл. VI.20. Эффективность глушения в пластинчатом глушителе не зависит от числа параллельных каналов для прохода воздуха и от высоты пластины. Кожух шумоглушителя может быть изготовлен из металла или выполняться в строительном исполнении.

Таблица VI.20. **Рекомендуемая толщина пластин шумоглушителей**

Определяющая частота, Гц	Толщина средних пластин, мм	Толщина крайних пластин, мм
500 и выше	100	100
250—125	200	100
125	400	200
63	800	400

Для повышения эффективности пластинчатых шумоглушителей следует тщательно уплотнить щели между крайними пластинами и кожухом глушителя, а также монтажные зазоры с двух сторон на глубину не менее 50 мм. В качестве уплотнителя применяют асбестовый шнур, пороизоловый жгут или просмоленную паклю.

Площадь свободного сечения шумоглушителя для прохода воздуха ($F_{своб}$), м², определяется по формуле

$$F_{своб} = Q/3600\ v_{доп}, \qquad (VI.19)$$

где Q — расход воздуха, м³/ч; $v_{доп}$ — допустимая скорость воздуха в шумоглушителе, м/с.

Допустимая скорость воздуха в шумоглушителе зависит от уровня шумообразования в глушителе. При длине воздуховода от шумоглушителя до помещения 5—8 м скорость воздуха в шумоглушителе (для общественных зданий) принимают в зависимости от индекса предельного спектра шума в помещении.

Допускаемая скорость воздуха в шумоглушителе

Индекс предельного спектра шума в обслуживаемом помещении	ПС-25	ПС-35	ПС-45	ПС-50
Допускаемая скорость, м/с	4	6	8	10

Если после глушителя имеется протяженная и разветвленная сеть воздуховодов. то допускаемую скорость воздуха в глушителе можно увеличить в 1,3—1,5 раза. В системах вентиляции промышленных зданий скорость воздуха в глушителе допускают 10—12 м/с. Если скорость воздуха превышает 12 м/с, то помимо центрального глушителя следует устанавливать на ответвлениях дополнительные глушители.

При отсутствии данных о звуковой мощности шума, возникающего в элементах воздуховодов на конечных участках, устанавливают трубчатые глушители длиной 1 м. Поскольку скорость звука составляет около 340 м/с (во много раз выше скорости воздуха в воздуховодах) глушители необходимы как на нагнетательной, так и на всасывающей стороне.

Гидравлическое сопротивление глушителя проходу воздуха, кгс/м², определяют по формуле

$$\Delta H = \left(\xi + \lambda \frac{l}{D_г}\right) \frac{v^2}{2g} \rho, \qquad (VI.20)$$

где ξ — суммарный коэффициент местного сопротивления, отнесенный к свободному сечению шумоглушителя (табл. VI.21); λ — коэффициент трения при гидравлическом диаметре шумоглушителя

Гидравлический диаметр шумоглушителя $D_г$, м	0,1	0,2	0,4	0,6	1	1,5 и более
Коэффициент трения λ	0,06	0,05	0,04	0,03	0,025	0,025

Примечания: 1. Для пластинчатого шумоглушителя величина $D_г$ всего шумоглушителя та же, что и для одного из составляющих его одинаковых параллельных каналов. 2. Гидравлические диаметры трубчатых шумоглушителей приведены в табл. VI.19.

$D_г = 2Ah/(A+h)$ гидравлический диаметр канала пластинчатого шумоглушителя, м (A — расстояние между пластинами; h — высота шумоглушителя) ρ — плотность воздуха, кг/м³; v — скорость воздуха в свободном сечении, м/с.

Таблица VI.21. **Суммарный коэффициент местного сопротивления ζ пластинчатых глушителей**

Пластины	При величине фактора свободной площади φ				
	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6
С обтекателями на входе	0,72	0,64	0,49	0,38	0,27
Без обтекателей	0,95	0,85	0,65	0,5	0,35

Для трубчатых глушителей ζ=0

Центральный глушитель системы вентиляции или кондиционирования воздуха следует устанавливать возможно ближе к вентилятору, т. е. в начале вентиляционной сети. Помещения вентиляционной камеры рекомендуется отделять от помещения глушителей стенкой с массой ее конструкции 150—200 кг/м². Часть глушителя может быть размещена до стенки так, чтобы вторая половина глушителя и «тихая» камера находились в изолированном от шума помещении. Наружный кожух глушителя и воздуховод после него, находящиеся в пределах вентиляционной камеры, необходимо изолировать. При большой стесненности в размерах помещения применяют глушители камерного типа с экранами и без них. Эти глушители имеют относительно большое сопротивление по воздуху и поэтому применяются редко и когда скорость потока воздуха в канале не превышает 6—7 м/с.

Расчет камерных глушителей сложен и точное определение их эффективности требует опытной проверки. Довольно значительное снижение шума, передаваемого вентилятором в помещение вентиляционной камеры, можно получить, покрыв кожух вентилятора и воздуховодов вибродемпфирующими материалами, например мастикой ВД17-59 слоем толщиной до 10 мм. Эффект снижения шума от применения мастик будет получен только в том случае, если источник шума, на который будет нанесена мастика, станет преобладающим по отношению к другим источникам (например, шум корпуса вентилятора по отношению к другим источникам (например, шум корпуса вентилятора по отношению к шуму электродвигателя).

Демпфирующие свойства мастик улучшаются, если их применять в сложных конструкциях, чередуя слои мастики с такими материалами, как фольга, стеклохолст и т. п. Армирование стеклохолстом и неармированные мастики ВД-17 рекомендуются для нанесения на корпуса вентиляторов, воздуховодов. Мастики ВД-17 представляют собою холодную смесь вязкого раствора синтетических смол и наполнителя. Покрытие состоит из двух слоев грунтовочной пасты, нескольких слоев мастики и декоративного слоя.

Механический (структурный) шум, распространяющийся по элементам конструкций зданий в виде упругих колебаний и возбуждаемый механическими воздействиями на ограждение, такими, например, как вибрация перекрытия от динамических нагрузок (неуравновешенных сил), создаваемых вентиляционными агрегатами, снижают до величин, обеспечивающих допустимый уровень шума в помещениях акустической виброизоляцией агрегатов.

Вентиляторы и насосы следует жестко закреплять на тяжелой блочной плите или металлической раме, опирающейся на виброизоляторы. Тяжелая плита уменьшает амплитуду колебаний агрегата, установленного на виброизоляторах, и обеспечивает жесткую центровку с приводом; понижает расположение центра тяжести установок, приближая его к центру жесткости виброизоляторов. Необходимость применения плиты и ее вес определяются расчетом. Масса плиты должна быть больше агрегата.

Виброизолирующие основания рассчитывают или подбирают по типовым чертежам. Методика расчета виброизолирующих оснований приведена в «Пособии по акустической виброизоляции центробежных машин» НИИСФа Госстроя СССР (Стройиздат, Москва, 1973).

Динамические нагрузки, возникающие в вентиляторных агрегатах, могут быть уменьшены:

а) тщательной динамической балансировкой вращающихся частей агрегата;

б) тщательной центровкой муфтовых соединений вентилятора с электродвигателем;

в) ликвидацией перекосов и избыточных зазоров в подшипниках.

При невозможности обеспечить достаточное снижение шума указанными методами применяют подвесные потолки, плавающие перекрытия и виброизоляцию агрегатов.

Виброизоляция вентиляционных агрегатов достигается установкой их на специальные виброизоляторы, применением гибких элементов (мягких вставок) между воздуховодами, трубопроводами и вентилятором или насосом, использованием мягких прокладок в местах прохода воздуховодов или трубопроводов через строительные конструкции и в местах крепления их к конструкциям. Гибкие вставки для воздуховодов должны быть слабо натянуты, а не напряжены. Для снижения вибраций агрегатов применяют пружинные (стальные) или резиновые виброизоляторы.

Для агрегатов с частотой вращения менее 1800 об/мин, целесообразно применять пружинные виброизоляторы; при большей частоте вращения допускается использование также и резиновых амортизаторов. Однако следует иметь в виду, что срок работы резиновых амортизаторов обычно не превышает трех лет.

Стальные виброизоляторы долговечны и надежны в работе, но они эффективны при виброизоляции низких частот и недостаточно снижают передачу вибраций высоких частот, обусловленную внутренними резонансами пружинных элементов. Для устранения передачи высокочастотных вибраций применяют резиновые или пробковые прокладки толщиной 10—20 мм, располагая их между пружинами и несущей конструкцией. Для пружинных виброизоляторов рекомендуется сталь марки 60С2, а для резиновых — резина состава № 1847 или № 3311 Московского завода «Каучук».

VI.6. ПРИМЕР АКУСТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА СИСТЕМЫ ПРИТОЧНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

Определить шум в рабочей зоне учебного класса, создаваемый при работе системы приточной вентиляции, определить требуемое снижение уровня шума и подобрать глушитель.

Помещение класса имеет (рис. VI.6) площадь пола 6×10 м, высоту 3,5 м. Размеры приточных и вытяжных решеток 400×200 мм, площадь живого сечения которых 0.7 всего сечения. Количество подаваемого и извлекаемого воздуха из помещения — 1400 м³/ч. Расстояние от решетки до ближайшего рабочего места r=2,5 м. Для притока воздуха установлен центробежный вентилятор Ц4-76-16 с подачей 45 000 м³/ч и с давлением 130 кгс/м². Частота вращения колеса вентилятора — 555 об/мин, отклонение режима работы его от режима максимума КПД — 12%. Размеры выходного патрубка 1120×1280. Скорости движения воздуха в воздуховодах не превышают рекомендуемые для предупреждения шумообразования, поэтому в расчете учитывается только шум, создаваемый вентилятором и генерируемый решетками. Номер предельного спектра — ПС-30.

Решение. Определяем допускаемую скорость движения воздуха в приточных решетках. Общая площадь решетки 0,4×0,2=0,08 м². Коэффициент местного сопротивления (из справочных данных) ξ=4. Для решеток расчет допускаемой скорости движения воздуха делают только для частоты 2000 Гц. При этой частоте и ПС-30 (см. табл. VI.3) допускаемый уровень звукового давления равен 27 дБ.

При высоте помещения 3,5 м, площади пола 60 м² и средней характеристике звукопоглощения поверхностей помещения (см. табл. VI.8) по номограмме (см. рис. VI.4) находим разность уровней звуковой мощности и звукового давления на частоте f=2000 Гц: $L_P - L$=9,5 дБ.

Допустимый октавный уровень звуковой мощности, генерируемый одной решеткой, определим по формуле (VI.13)

$$L_{P_{\text{доп}}} = 27 + 9{,}5 - 10 \lg 4 = 30{,}5 \text{ дБ}.$$

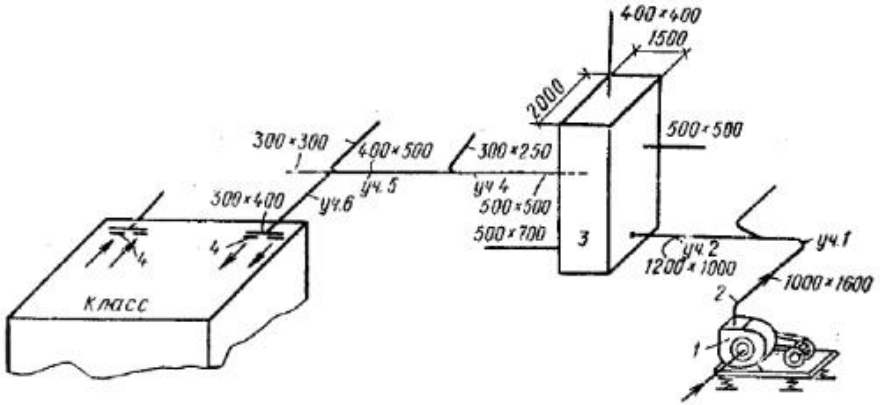


Рис. VI.6. Схема воздуховодов системы вентиляции

1 — вентилятор; *2* — плавный поворот; *3* — камера давления; *4* — решетка

Поправка $Б$ (из формулы VI.5) для решеток равна нулю. По табл. VI.7 для частоты 2000 Гц находим поправку ΔL_1=8 дБ. Поправка на расстояние источника шума в нашем случае равна нулю. Из формулы (VI.5) находим допускаемую скорость движения воздуха в решетке

$$60 \lg v_{\text{доп}} = 30{,}5 + 8 - 30 \lg 4 - 10 \lg 0{,}08 = 31{,}5;$$

$$v = 3{,}35 \text{ м/с}.$$

Фактическая скорость движения воздуха в решетке

$$v = \frac{700}{3600 \cdot 0{,}4 \cdot 0{,}2} = 2{,}45 \text{ м/с}.$$

Следовательно, шум, генерируемый в решетках, можно в расчете не учитывать.

Общий уровень звуковой мощности вентилятора на стороне нагнетания определяем по формуле (VI.3)

$$L_{P_{\text{общ}}} = 41 + 25 \lg 130 + 10 \lg 45\,000/3600 + 2 = 107 \text{ дБ}.$$

Октавные уровни звуковой мощности шума вентилятора, излучаемого в сеть воздуховодов, определяем по формуле (VI.4). Поправку ΔL_1 находим по табл. VI.5. Поправки ΔL_2 определяем интерполированием по табл. VI.6, зная размеры выходного патрубка. Промежуточные данные и конечные результаты сводим в табл. VI.22.

Полученные октавные уровни вносим в п. 4 табл. VI.22.

Таблица VI.22. Акустический расчет системы приточной вентиляции

№ п.п.	Величина	Значение рассчитываемой величины, дБ, при среднегеометрической частоте октавной полосы, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	$L_{\text{доп}} = L_{\text{н}}$ (табл. VI.3)	59	48	40	34	30	27	25	23
2	Поправка ΔL_1 при n=555 об/мин (табл. VI.5)	7	5	6	9	16	21	26	31
3	Поправка ΔL_2 (табл. VI.6)	4,5	1	0	0	0	0	0	0
4	Октавный уровень звуковой мощности вентилятора $L_{P_{\text{общ}}}$ по формуле (VI.4)	104,5	103	101	98	91	86	81	76
	Снижения уровня звуковой мощности								
	Участок 1								
5	Затухание шума в металлическом воздуховоде размером 1000×1600, длиной 10 м (табл. VI.10)	4,5	3	1,5	1	0,6	0,6	0,6	0,6
6	Снижение шума в плавном повороте шириной (табл. VI.12), мм:								
	1600	0	1	2	3	3	3	3	3
	1000	0	0	1	2	3	3	3	3
	Участок 2								
7	Снижение шума:								
	в разветвлении (рис. VI.5) при m'=0,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2
	в воздуховоде площадью сечения 1200×1000 мм, длиной 5 м (табл. VI.10)	2,25	1,5	0,75	0,5	0,3	0,3	0,3	0,3
	Участок 3								
8	Снижение шума:								
	при изменении площади поперечного сечения (табл. VI.13)	1	1	1	1	1	1	1	1
	в прямоугольном повороте шириной 1500 мм (табл. VI.11)	3	6	6	4	3	3	3	3
	в разветвлении (m'=2,65) камеры 3 по формуле (VI.17)	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5
	в прямоугольном повороте шириной 500 мм (табл. VI.11)	0	1	5	7	5	3	3	3

Продолжение табл. VI.22

№ п.п.	Величина	Значение рассчитываемой величины, дБ, при среднегеометрической частоте октавной полосы, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
	Участок 4								
9	Снижение шума в воздуховоде площадью сечения 500×500 длиной 6 м (табл. VI.10)	3,5	3,5	2	1	1	1	1	1
	Участок 5								
10	Снижение шума: в разветвлении при $m'=0{,}9$ (рис. VI.5)	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
	в металлическом воздуховоде площадью сечения 400×500 мм, длиной 5 м (табл. VI.10) .	3	3	1,5	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
	Участок 6								
11	Снижение шума: в разветвлении крестовины при $m'=0{,}665$ (рис. VI.5)	4	4	4	4	4	4	4	4
	в прямоугольном повороте шириной 300 мм (табл. VI.11) .	0	0	1	5	7	5	3	3
	в металлическом воздуховоде площадью сечения 300×400 мм, длиной 2,5 м (табл. VI.10) .	1,5	1,5	1	0,75	0,5	0,5	0,5	0,5
	в прямоугольном повороте шириной 300 мм (табл. VI.11) .	0	0	1	5	7	5	3	3
	в результате отражения от решетки площадью сечения 400×200 мм (табл. VI.14) .	12	8	4	1	0	0	0	0
12	Суммарное снижение уровня звуковой мощности (сумма рассчитываемых величин в п.п. 5—11)	46	44,5	43	47	47	41	37	37
13	Уровни звуковой мощности шума, излучаемого из решетки $L_{P_i} - \Delta L_{P_i}$ (разность рассчитываемых величин п.п. 4 и 12)	58,5	58,5	58	51	44	45	44	39

Продолжение табл. VI.22

№ п.п.	Величина	Значение рассчитываемой величины, дБ, при среднегеометрической частоте октавной полосы, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
14	Разность уровней звуковой мощности шума, излучаемого из решетки и звукового давления в расчетной точке $L_{P_i} - \Delta L_{P_i} - L_i$ (рис. VI.3)	11,5	10,5	9,5	9,5	9,5	9,5	10	11
15	Уровни звукового давления в расчетной точке L_i (разность рассчитываемых величин — п.п. 13—14)	47	48	48,5	41,5	34,5	35,5	34	28
16	$10 \lg m+5$	8	8	8	8	8	8	8	8
17	Требуемое снижение уровня звукового давления $\Delta L_{тр}$ по формуле (VI.10)	—	8	16,5	15,5	12,5	16,5	17	13
18	Эффективность выбранных глушителей при $l=2{,}5$ м (табл. VI.18) . .	4	8,5	20	37	29	21,5	18	15

Снижение уровней потерь звуковой мощности в отдельных элементах воздуховодов определяем по данным табл. VI.10—VI.14 и вносим в пп. 5—11 табл. VI.22. Снижение шума в разветвлении приточных решеток не учитываем, поскольку шум от вентилятора проникает в помещение через несколько равномерно расположенных решеток, которые можно рассматривать как один источник равномерного излучения шума. Суммарное снижение уровня звуковой мощности шума приведено в п. 12 табл. VI.22. Уровни звуковой мощности шума вентилятора на выходе из решетки до установки глушителя приведены в п. 13 табл. VI.22.

Разность уровней звуковой мощности и звукового давления для помещения определяем по номограмме (см. рис. VI.3) и вносим в п. 14 табл. VI.22. Уровни звукового давления в помещении находим как разность величин, указанных пп. 13 и 14 и заносим в п. 15 табл. VI.22.

Учитывая, что общее число вентиляционных систем $m=2$ (приточная и вытяжная) определяем по формуле (VI.10) требуемое снижение уровней звукового давления (п. 17 табл. VI.22).

Подбор пластинчатого глушителя. Приточная система имеет разветвленную сеть воздуховодов. В этом случае определяющее значение имеет частота 250 Гц.

Выбираем пластинчатый глушитель по схеме В×А=200×200 мм.

Из табл. VI.18 видно, что эффективность шумоглушителя длиной 2 м недостаточна, а 3 м велика. Принимаем длину шумоглуши-

теля 2,5 м и заносим эффективность при этой длине (определяем интерполированием) в п. 18 табл. VI.22.

Для помещения с предельным спектром шума ПС-30 допустимая скорость движения воздуха в площади свободного сечения шумоглушителя $v=5$ м/с (находим интерполированием, см. стр. 401).

Площадь свободного сечения шумоглушителя

$$F_{\text{своб}} = \frac{45\,000}{3600 \cdot 5} = 2{,}44 \text{ м}^2.$$

Габаритное сечение шумоглушителя

$$F_{\text{габ}} = \frac{F_{\text{своб}}}{\varphi} = \frac{2{,}44}{0{,}5} = 4{,}88 \text{ м}^2.$$

Принимаем следующие размеры пластинчатого глушителя: ширина — 2,4 м, высота — 2 м, длина — 2,5 м.

Шумоглушитель по высоте принимаем из двух пластин $H=1000$ мм, по длине — из двух пластин $L=1000$ мм и одной $L=500$ мм. Толщина средних пластин — $B=200$ мм, крайних — $B=100$ мм. На входе воздуха ставятся обтекатели.

Находим по формуле (VI.20) гидравлическое сопротивление шумоглушителя при $\xi=0{,}38$ (см. табл. VI.21):

$$D_{\text{г}} = \frac{2Ah}{A+h} = \frac{2 \cdot 0{,}2 \cdot 2}{0{,}2+2} = 0{,}36 \text{ м};$$

$$\lambda = 0{,}04 \text{ (см. стр 401)}$$

$$\Delta H = \left(0{,}38 + 0{,}04\,\frac{2{,}5}{0{,}36}\right)\frac{25 \cdot 1{,}2}{2 \cdot 9{,}81} = 1{,}1 \text{ кгс/м}^2.$$

Глава VII

ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ НАЛАДОЧНЫХ РАБОТАХ[1]

VII.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Наладочные, исследовательские и лабораторные работы на объекте выполняются инженерно-техническими работниками специализированных организаций. Организация, направившая специалистов на объект, и предприятие, которому принадлежит объект, несут в равной мере ответственность за создание безопасных условий их работы.

Каждый работник до оформления на работу обязан пройти медицинское освидетельствование. Наладчики должны проходить регулярное медицинское переосвидетельствование в соответствии с приказом № 400 Минздрава СССР, но не реже одного раза в 3 года. Вновь поступившие работники допускаются к работе только после прохождения вводного инструктажа и первичного инструктажа на рабочем месте.

Обучение по технике безопасности (ТБ) приемам и методам работ проводится в следующей последовательности: вводный инструктаж при поступлении на работу; первичный инструктаж на рабочем месте; периодический повторный инструктаж; внеплановый инструктаж; обучение по 18-часовой программе; проверка знаний (экзамен); стажировка на рабочем месте.

Вводный инструктаж

Вводный инструктаж проводится для ознакомления поступающих на работу с правилами ТБ и производственной санитарии, а также с правилами трудовой и производственной дисциплины. Вводный инструктаж проводится для вновь поступающих рабочих, ИТР, служащих, а также учащихся и студентов, проходящих практику. Вводный инструктаж проводится инженером по ТБ, либо начальником отдела (участка).

При вводном инструктаже должны быть разъяснены:

основные положения советского законодательства по охране труда, технике безопасности и производственной санитарии;

специфические условия отдельных производств;

характерные несчастные случаи, происшедшие в результате нарушения правил ТБ и производственной дисциплины;

порядок расследования несчастных случаев на производстве;

личная ответственность исполнителя за соблюдение правил ТБ.

[1] В написании главы VII принимал участие инж. В. А. Степанов.

Первичный инструктаж на рабочем месте

Первичный инструктаж по технике безопасности и производственной санитарии проводится до начала работы для всех вновь принятых работников.

При проведении первичного инструктажа наладчик должен быть подробно ознакомлен:

с технологическими процессами и оборудованием на рабочих местах, сведениями о характере производства, вредными выделениями, мерами личной предосторожности и общими правилами безопасности;

с порядком подготовки к работе и проверки исправности оборудования, пусковых и контрольных приборов, заземляющих устройств, ограждений, инструмента и приспособлений, предохранительных и защитных средств;

с порядком применения предохранительных приспособлений и индивидуальных защитных средств, их назначением и правилами пользования, с требованиями к спецодежде, спецобуви, правилами оказания первой помощи пострадавшим;

с требованиями правильной организации и содержания рабочего места;

с содержанием инструкций по технике безопасности и необходимостью их строгого выполнения для данного производства;

с безопасными приемами работы, которые должны предохранить от травматизма, профзаболеваний и отравлений;

с правилами безопасности и личной гигиены при работе со взрывоопасными и вредными химикатами (кислотами, растворителями и т. д.);

с дополнительными требованиями, учитывающими специфику данного вида работ;

с требованиями пожарной безопасности.

Периодически повторный инструктаж

Повторный инструктаж по технике безопасности проводится для всех работников независимо от их квалификации, стажа и опыта работы, не реже одного раза в три месяца по программе первичного инструктажа. Инструктаж проводится в форме беседы, с подробным разбором случаев нарушений правил ТБ, производственной санитарии, а также их последствий. Инструктаж проводится руководителем группы (бригады) либо одним из руководителей отдела (участка).

Внеплановый инструктаж

Внеплановый инструктаж по ТБ проводится по программе первичного инструктажа в следующих случаях:

при изменении производственной обстановки на рабочем месте, замене оборудования, сырья, материалов и т. п., в результате чего изменяются условия безопасности.

при выявлении нарушений правил и инструкций по ТБ и производственной санитарии;

при изменении действующих правил и норм по ТБ и промсанитарии;

по распоряжению вышестоящих организаций.

Инструктаж проводит руководитель группы (бригады), один из руководителей отдела (участка) либо представитель предприятия, на котором проводятся наладочные работы.

Обучение и сдача экзамена по технике безопасности

В соответствии с методическими указаниями по обучению строительных рабочих правилам техники безопасности и производственной санитарии вновь принятый работник должен пройти курсовое обучение не позднее трех месяцев со дня поступления по утвержденной главным инженером программе независимо от профессионального обучения. Курсовое обучение по технике безопасности и производственной санитарии проводится по типовым программам, как правило, в учебных кабинетах и учебных пунктах. Допускается обучение в пусконаладочных организациях на отдельно организованных курсах.

Рабочие, инженерно-технические работники обучаются общим вопросам охраны труда и техники безопасности, специальным вопросам техники безопасности и производственной санитарии при наладочных работах. Занятия по первому разделу программы рассчитаны на 8 ч. Продолжительность обучения по второму разделу программы принимается 10 ч. Численность группы при курсовом обучении рекомендуется 15—20 человек.

Для проверки знаний по технике безопасности должны быть созданы комиссии. Результаты проверки знаний оформляются протоколом, после чего выдается удостоверение об окончании обучения, которое действительно один год. Выписка из протокола должна храниться в личном деле работника. Если комиссия установила неудовлетворительные знания, экзаменуемый проходит обучение повторно. Лица, получившие положительную оценку при сдаче экзаменов проходят в течение 10 дней стажировку под руководством опытного работника, после чего распоряжением по участку допускаются к самостоятельной работе. Им выдается удостоверение на право допуска к самостоятельной работе.

Очередная проверка знаний правил техники безопасности должна производиться периодически — один раз в год; при наличии несчастных случаев или нарушений правил техники безопасности проводится внеочередная проверка знаний правил техники безопасности.

При проведении производственной практики и при производственном обучении учащихся 10-х классов руководство наладочной организации обязано:

установить повышенный технический надзор за выполнением требований техники безопасности и правил внутреннего трудового распорядка;

выделить для руководства работой молодежи опытных ответственных исполнителей работ.

К работе, связанной с испытанием и наладкой систем вентиляции и кондиционирования воздуха, допускаются лица не моложе 18 лет.

Обязанности и ответственность технического персонала организации

На начальников отделов (участков) и руководителей групп (бригадиров) возлагаются в пределах руководимых ими объектов следующие обязанности:

осуществлять требуемые мероприятия по технике безопасности и производственной санитарии, систематически следить за исправным состоянием и правильной эксплуатацией подмостей, лестниц, ограждений, инструмента и чистотой рабочих мест;

оформлять допуски на право производства работ в действующих цехах, заявки на прекращение работы мостовых кранов и другого оборудования;

контролировать своевременную выдачу наладчикам соответствующих защитных приспособлений;

проводить своевременное расследование несчастных случаев, связанных с производством, и составление соответствующих актов.

На ответственных исполнителей возлагается в пределах порученных им участков работ следующее:

осуществлять правильное и безопасное ведение изыскательских и наладочных работ;

систематически следить за состоянием подмостей, лестниц, инструмента;

обеспечивать достаточную освещенность и чистоту рабочих мест;

инструктировать наладчиков по технике безопасности на рабочих местах в процессе производства работ;

контролировать применение и правильное использование наладчиками спецодежды и индивидуальных защитных приспособлений;

оповещать руководителя группы (бригадира) о происшедшем несчастном случае на производстве и участвовать в его расследовании.

Ответственность за соблюдение правил техники безопасности при эксплуатации вентиляционного и технологического оборудования на предприятии распределяется между инженерно-техническими работниками следующим образом:

за техническое состояние вентиляционного и технологического оборудования несут ответственность инженерно-технические работники предприятия, на балансе которого находится оборудование;

за инструктаж и уровень знаний правил техники безопасности наладчиками, работающими на предприятии, несет ответственность та организация, в штате которой состоят наладчики.

Работы, при которых нарушаются правила техники безопасности, должны быть немедленно прекращены.

Перед началом наладочных работ ответственный исполнитель бригады должен ознакомиться с правилами внутреннего распорядка предприятия. Ответственность за правильную организацию безопасности ведения работ на объекте несут руководитель и ответственный исполнитель наладочной бригады.

Под действующими цехами подразумеваются цеха, в которых агрегаты или установки сданы в эксплуатацию или находятся в процессе комплексного опробования и выведены на эксплуатационный режим. При работе в действующих цехах с особо вредными условиями труда должны приниматься меры предосторожности, изложенные в соответствующих инструкциях. В местах производства работ должен быть обеспечен свободный доступ к вентиляционным устройствам и системам кондиционирования воздуха.

Производство сложных и особо опасных работ оформляется выдачей письменного допуска, прилагаемого к наряду. Степень опасности работ устанавливается главным инженером монтажной организации или главным инженером действующего предприятия.

В допуске перечисляются необходимые мероприятия по технике безопасности и производственной санитарии. При производстве указанных работ обязательно присутствие ответственного лица. Работы, связанные с опасностью, должны выполняться не менее чем двумя наладчиками. Каждый работающий должен следить за работой и состоянием своих товарищей.

Находясь на территории предприятия, следует строго выполнять указания по технике безопасности в соответствии с предупредительными надписями, световыми сигналами и плакатами.

VII.2. ОСНОВНЫЕ ПРАВИЛА ТЕХНИКИ БЕЗОПАСНОСТИ. РАБОТА НА ДЕЙСТВУЮЩИХ ПРЕДПРИЯТИЯХ

Работа с электрифицированным инструментом

К работе с электрифицированным инструментом допускаются лица, достигшие 18 лет, прошедшие обучение, имеющие справку о состоянии здоровья и удостоверение на право производства работ с электрифицированным инструментом. Весь электрифицированный инструмент подлежит строгому учету, а каждому инструменту присваивается инвентарный номер. При производстве наладочных работ по системам вентиляции и кондиционированию воздуха применяют электрифицированный инструмент напряжением 36, 127, 220 В. Все металлические части электрифицированного инструмента должны быть заземлены. В настоящее время промышленность выпускает электрифицированный инструмент напряжением 220 В с двойной изоляцией. Применение такого инструмента резко сокращает травматизм от поражения электрическим током.

При работе с электрифицированным инструментом необходимо проверить его исправность (исправность изоляции проводов, отсутствие оголенных токоведущих частей, отсутствие замыкания на корпус). Защитные оболочки проводов должны быть введены внутрь электрифицированного инструмента и прочно закреплены. В местах ввода необходимо устранить возможность излома или истирания проводов и проникания пыли или влаги во внутрь.

Присоединение электрифицированного инструмента к сети должно производиться дежурным электромонтером. Электрифицированный инструмент, работающий при напряжении 36 В, следует присоединять к сети с помощью шланговых проводов — четырехжильного (при трехфазных электродвигателях) или трехжильного (при двухфазных двигателях). Шланговый провод одним концом должен быть присоединен к зажимам электродвигателя и к заземляющему зажиму, а другим — к штепсельной вилке, имеющей соответствующее число рабочих контактов и один заземляющий. Токоведущие части штепсельных соединений должны быть закрыты.

При работе с электродрелью нельзя допускать нагрузки, вызывающие изгиб сверла. Работающий с электрифицированным инструментом должен надевать резиновые диэлектрические перчатки и галоши и стоять на изолирующей поверхности (резиновый коврик, сухая доска и т. п.).

После включения электрифицированный инструмент должен некоторое время работать вхолостую, а затем следует дать нагрузку.

При работе с электродрелью запрещается:

держать включенную электродрель за провод;

удалять руками стружку во время сверления;

вынимать и вставлять сверло в патрон до полного прекращения вращения;

пользоваться переносными металлическими лестницами;

прислоняться к металлическим частям оборудования.

Работать с электродрелью следует в спецодежде без свисающих концов, обшлага должны быть обвязаны, а шарфы — заправлены под спецодежду. При обнаружении хотя бы слабого воздействия электрического тока следует немедленно прекратить работу.

Необходимо предохранить токоподводящие провода от касания вращающихся частей, натяжения электропроводов во избежание их обрыва, соприкосновения электропроводов с металлическими горючими предметами.

При переноске электрифицированного инструмента его необходимо держать за корпус. Нельзя допускать перекручивания проводов.

Запрещается включать в сеть электрифицированный инструмент без вилки путем скручивания проводов или зацепления за контакты.

Обследование и испытание вентиляционных установок и систем кондиционирования воздуха

Разрешаются испытания только исправного вентиляционного оборудования. Площадки, на которых смонтировано вентиляционное оборудование, необходимо обеспечить стационарными лестницами, а проемы в перекрытиях — перилами. Приводные ремни, соединительные муфты и другие вращающиеся части вентиляционного оборудования должны быть ограждены. Перед пуском вентиляционного агрегата следует проверить его исправность, натяжку ремней, наличие и крепление ограждений. Во время пуска агрегата необходимо отойти в сторону от вентилятора и ременной передачи.

Категорически запрещается включать и выключать электродвигатели вентиляционного оборудования и присоединять свои приборы к электросети. Эти работы должны выполняться дежурным электриком.

При обнаружении ударов, подозрительного шума, сильной вибрации вентиляционного оборудования или прекращения подачи электроэнергии необходимо немедленно сообщить дежурному электрику.

Во время осмотра колеса вентилятора, подшипников и при работе внутри воздуховодов дежурный электрик должен вынуть пробки или плавкие вставки, а около пусковых устройств повесить табличку «Не включать — работают люди». Запрещается влезать внутрь воздуховодов, бункеров, укрытий и т. п. до полной остановки вентиляционных агрегатов и проветривания вентиляционной системы. В случае обнаружения дефектов оборудования следует в письменной форме сообщить механику предприятия и не приступать к работе до их устранения.

Наладчику запрещается:

входить в камеру кондиционера при работающем вентиляционном агрегате;

прикасаться руками к вращающимся частям вентиляционных устройств до их полной остановки.

снимать, надевать приводные ремни и смазывать их;

снимать и устанавливать ограждения вращающихся частей вентиляционного оборудования;

чистить и смазывать вентиляционное оборудование;

ремонтировать электрическую часть вентиляционного оборудования;

Эти работы должны выполняться дежурными слесарями или электриком.

Перед измерением скоростей вращения шкивов вентиляторов и электродвигателей необходимо проверить отсутствие выступающей шпонки, которой могут быть травмированы руки. Во время измерения скорости вращения шкива электродвигателя не следует прикасаться к токоведущим и заземленным частям оборудования. Наладчику запрещается производить измерения мощности, фактически потребляемой электродвигателем. Эти работы должен выполнять представитель отдела главного энергетика предприятия.

Не следует прикасаться к трубам, подводящим теплоноситель и не имеющим теплоизоляцию. Все рабочие места должны иметь достаточное освещение для производства работ.

Работа на высоте

При выполнении работ на высоте наладчики должны быть снабжены предохранительными поясами.

К работам на высоте, связанным с испытанием и наладкой систем вентиляции и кондиционирования воздуха, допускаются наладчики не ниже 3-го разряда, не моложе 18 лет и не старше 60 лет, проработавшие не менее одного года, прошедшие медицинский осмотр и обучение по технике безопасности.

Работой на высоте считаются все работы, которые выполняются на высоте более 1 м от поверхности пола, покрытия или рабочего настила, над которым производятся работы с временных монтажных приспособлений или непосредственно с элементов конструкций зданий и оборудования. При этом основным средством, предохраняющим от падения с высоты во все моменты работы и передвижения, является предохранительный пояс.

При производстве работ на перекрытиях, имеющих проемы, к которым возможен доступ людей, их следует закрыть сплошным настилом или поставить ограждения по всему периметру высотой не менее 1 м с промежуточным горизонтальным элементом и бортовой доской.

При плохом самочувствии и физическом состоянии, не позволяющем работать на высоте (головокружение, боязнь высоты и т. п.), наладчик до начала работы должен заявить об этом своему руководителю и отказаться от такой работы.

Электробезопасность

Основными причинами электротравматизма являются:

случайное прикосновение к токоведущим частям оборудования;

прикосновение к металлическим нетокопроводящим частям оборудования, которые могут оказаться под напряжением;

образование электрических искр, дуг или высокого нагрева током частей электрической установки, размещенной в помещениях, опасных в отношении взрыва или пожара.

Неизолированные токоведущие части электрических устройств (провода и шины, контакты рубильников и предохранителей, зажимы электрических машин, аппаратов и т. п.) следует защитить надежными ограждениями или поднять на высоту. Все пусковые устройства должны находиться в положении, исключающем возможность пуска вентиляционного оборудования посторонними лицами. Рубильники необходимо защищать кожухами, не имеющими открытых отверстий и щелей для перемещения рукоятки и помещать в запирающиеся ограждения. В положении «отключено» рубильники и другие приборы включения не должны самопроизвольно замыкать цепь под действием тяжести подвижных частей. В случае прекращения подачи тока рубильники необходимо выключать, чтобы избежать самопроизвольный пуск электродвигателей, оставшихся во включенном положении. Ограждения (крышки, кожухи, дверцы и др.) токоведущих частей и электроустановок должны сниматься и открываться специальными ключами.

Запрещается применять стационарные светильники в качестве ручных переносных ламп. Переносные лампы по своему устройству должны быть только заводского изготовления. Для переносных светильников в условиях производства напряжение должно быть не выше 36 В, а в местах особо опасных (сырые места, траншеи, колодцы, металлические резервуары и т. п.) — не выше 12 В. Ручной переносный светильник необходимо снабдить металлической сеткой для защиты лампы и шланговым проводом с вилкой, исключающей возможность ее включения в розетку, присоединенную к сети с напряжением выше 36 В. Штепсельные соединения (розетки, вилки), применяемые на напряжение 12 и 36 В, по своему конструктивному выполнению должны отличаться от обычных штепсельных соединений, предназначенных для напряжения 110 и 220 В, и исключать возможность ошибочных включений.

Переносные электропровода следует подвешивать, а не располагать на полу, земле и т. п. Нельзя ввертывать и вывертывать электрические лампы в патроны, находящиеся под напряжением. В исключительных случаях, при невозможности снять напряжение, эту работу должен выполнять дежурный электрик с применением диэлектрических перчаток. Наладчикам запрещается ремонтировать электрооборудование вентиляционных установок и систем кондиционирования воздуха. Эти работы выполняются персоналом предприятия.

Корпуса электродвигателей и других ограждений электрооборудования должны быть заземлены. В случае даже незначительного удара электротоком при прикосновении к оборудованию и металлическим конструкциям зданий немедленно следует заявить руководству предприятия и дежурному электрику.

Запрещается трогать оборванные провода и прикасаться к любым электроприборам и незащищенным частям электрооборудования руками или какими-либо предметами (например, пневмометрической трубкой).

При движении по воздуховодам смеси воздуха и паров огнеопасных жидкостей (бензина, эфира, бензола, скипидара и др.), сухой неслипающейся пыли диэлектриков (эбонитовой, целлулоидной и др.), а также сухого пыльного воздуха на поверхности воздуховода может накапливаться электростатический заряд большого напряжения. В целях предупреждения возможности разряда и образования искры, следует:

заземлять воздуховоды, машины, трубопроводы и емкости;

соединять фланцы воздуховодов не менее чем двумя болтами, специально и тщательно зачищенными под головками и гайками, в целях достижения электрического контакта;

соединять между собой металлические воздуховоды, пересекающиеся или параллельно расположенные на расстоянии до 100 мм, приваренной пластиной из той же стали;

увлажнять воздух до 70—80%-ной относительной влажности там, где это допускают условия труда и технологического процесса.

Наладчики автоматики вентиляционных установок и систем кондиционирования воздуха должны пройти специальный курс по правилам технической эксплуатации и безопасности обслуживания электроустановок промышленных предприятий до 1000 В и сдать экзамены, чтобы получить квалификационное удостоверение III или IV группы.

Работа в цехах с огнеопасными и взрывоопасными материалами

В цехах с огнеопасными и взрывоопасными материалами (ацетон, бензол, спирты и т. п.) необходимо соблюдать осторожность и все правила противопожарной безопасности для данного цеха. Категорически запрещается зажигать огонь, курить и производить работы, при которых может возникнуть искра. Запрещается вносить огонь в бочки, цистерны и баки, в которых находились горючие вещества, так как может произойти взрыв.

Нельзя бросать металлические детали, инструмент и другие твердые предметы и материалы, которые при падении и ударе могут вызвать искру. Обувь работающих не должна иметь металлических гвоздей и подковок. Переносные лестницы необходимо снабжать омедненными стальными крючками вверху и резиновыми подпяточниками внизу.

Не следует разбрасывать промасленные концы и тряпки, так как они могут самовозгореться. Для пробивки отверстий в воздуховодах должен применяться молоток из цветного металла, а бородок — из бронзы.

При отборе проб воздуха запрещается пользоваться приборами с негерметизированными электродвигателями, механическими аспираторами типа 822 (аппаратами Мигунова), ротационными воздуходувками, электропылесосами и т. п. Аспирацию воздуха при отборе проб во взрывоопасных цехах следует производить жидкостными аспираторами (бутылями), воздушными эжекторами или же располагать аппарат с электродвигателем вне взрывоопасной зоны. При отборе проб воздуха следует проверять пределы взрывоопасности смесей воздуха, газов, паров и пыли.

При возникновении пожара необходимо срочно известить пожарную охрану, администрацию предприятия и самому принять меры в соответствии с правилами тушения пожара.

При даже незначительной травме (ранение, ожог, ушиб и т. д.) во время работы следует обратиться за помощью в ближайший

медпункт. Накладывать повязки из подручных материалов (бумаги, платка, тряпок и т. д.) запрещается. О каждом несчастном случае, происшедшем на предприятии, в результате которого пострадавший оставил место работы, следует немедленно поставить в известность начальника цеха и руководителя группы, чтобы срочно расследовать причины несчастного случая и принять меры, исключающие его повторение. Несчастный случай, происшедший на предприятии, должен быть немедленно зарегистрирован в цеховом медпункте.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Акт

о результатах предпусковых испытаний и регулировки вентиляционных установок

г. Москва «__» _____ 19__ г.

Мы, нижеподписавшиеся, представитель заказчика _____

(наименование завода, предприятия)

представитель генподрядчика _____

(наименование треста)

и представитель специализированной монтажной организации _____

(наименование СМУ, участка)

составили настоящий акт в том, что:

1. Организацией _____

(наименование организации)

были проведены работы по предпусковым испытаниям и регулировки вентиляционных установок на проектные данные _____

(наименование объекта, завода, предприятия), смонтированных _____ (наименование монтажной организации) по проекту, выполненному _____

(наименование проектной организации)

2. Было испытано _____ вытяжных и _____ приточных установок.

3. Отступления от проекта согласованы с проектной организацией, о чем имеется запись в _____ экземпляре проекта, хранящегося у заказчика.

До испытания и регулировки вентиляционные установки _____ не соответствовали проекту по причине _____

(при наличии нескольких установок, причины несоответствия проекту указываются по каждой установке в отдельности)

4. Отклонения от проектных объемов вентиляционного воздуха по отдельным установкам и отверстиям составляли от _____ до _____.

5. После регулировки объемы воздуха каждой установки приведены в соответствие с проектом с допустимыми отклонениями.

6. Отклонения от проекта по расходу воздуха, проходящего через отдельные воздуховыпускные и воздухоприемные отверстия после регулировки, не выходят за допустимые пределы.

7. Пылеочистные устройства, калориферы и увлажнительные устройства выполнены по проекту.

8. На все вентиляционные установки составлены паспорта и переданы заказчику.

9. Отрегулированные вентиляционные установки отвечают требованиям СНиП III-28-75 и могут быть допущены к сдаче в эксплуатацию.

Подписи _____

(должность)

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

МИНИСТЕРСТВО (ВЕДОМСТВО)

_____

(наименование организации)

Паспорт вентиляционной установки

Объект _____

Зона _____

Отделение _____

А. Общие сведения

1. Назначение вентиляционной установки _____

2. Местонахождение оборудования вентиляционной установки _____

Б. Технические сведения об оборудовании вентиляционной установки

1. Вентилятор

Данные	Тип	№	Диаметр всасывающего отверстия, мм	Размер выхлопного отверстия, мм	Подача, м³/ч	Полное давление, кгс/м²	Диаметр шкива, мм	Частота вращения, об/мин
По проекту								
В натуре								

Примечание.

2. Электродвигатель

Данные	Тип	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	Диаметр шкива, мм	Вид передачи
По проекту					
В натуре					

Примечание.

3. Калориферная установка

Данные	Тип, модель или размеры, мм	Число, шт.	Схема установки по теплоносителю	Сопротивление по воздуху, кгс/м²	Параметры теплоносителя		Теплопроизводительность при расчетной температуре, ккал/ч	K, ккал/(м²·ч·°С)
					вода, °С	пар кгс/см²		
По проекту								
В натуре								

Примечание.

4. Пылеочистное устройство

Данные	Наименование	№ тип	Число, шт.	Объем воздуха, м³/ч	Подсос (выбивание), %	Потеря давления, кгс/м²
По проекту						
В натуре						

Примечание.

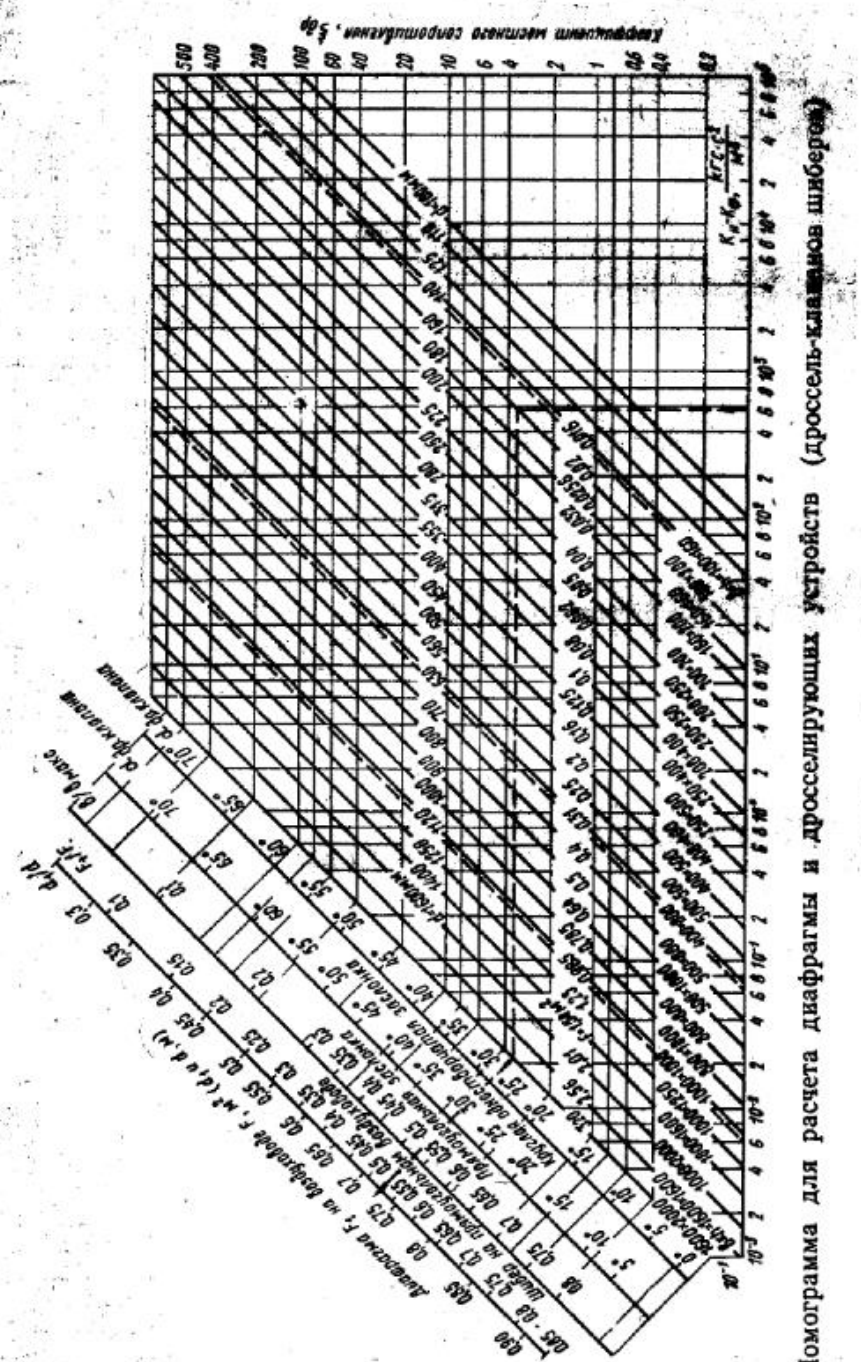
5. Увлажнительное устройство

Данные	Насос				Электродвигатель			Распылители	
	тип	подача, м³/ч	давление перед форсунками, кгс/см²	частота вращения, об/мин	тип	мощность, кВт	частота вращения, об/мин	тип и диаметр сопла	число, шт.
По проекту									
В натуре									

Примечание.

6. Калориферные установки вокальных подогревателей (охладителей)

Данные	Тип, модель, или размеры, мм	Число, шт.	Схема установки по теплоносителю	Потеря давления по воздуху, кгс/м²	Параметры теплоносителя		Теплопроизводительность при расчетной температуре, ккал/ч	K, ккал/(ч×м²·°С)
					вода, °С	пар, кгс/см²		
По проекту								
В натуре								



Номограмма для расчета диафрагмы и дросселирующих устройств (дроссель-клапанов шиберов)

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

ХАРАКТЕРИСТИКА ОБОРУДОВАНИЯ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

№ п.п.	Обслуживаемые помещения (цеха)	Назначение и № установки	Данные до и после наладки	Вентилятор						Электродвигатель				
				тип	№	диаметр шкива, мм	частота вращения колеса, об/мин	полное давление, кгс/м²	подача, м³/ч	тип	мощность, кВт	диаметр шкива, мм	частота вращения вала, об/мин	тип передачи

Продолжение прил. 4

Калориферы									
Тип и номер	Число, шт.	Схемы установки		Потеря давления по воздуху, кгс/м²	Давление пара, кгс/см² (перепад темп. воды, °С)	Температура воздуха, °С			Теплоотдача, ккал/ч, $Q_{уст}/Q_{расч}$
		по теплоносителю	по воздуху			до	после	наружн.	

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

РАБОЧИЙ ЖУРНАЛ ИСПЫТАНИЯ УСТАНОВОК

Завод _____

Установка _____

№ участка	Наименование участка	d, мм	F, м²	t, °С	ρ, кг/м³	Измеряемое давление	K	Показания прибора

Вентилятор

Тип и № _____

Б×Б, мм _____

Диаметр всасывания, мм _____

Число лопаток _____

Вперед, назад _____

Диаметр колеса, мм _____

Диаметр шкива, мм _____

№ замера _____

Электродвигатель

Тип _____

№, кВт _____

n табличное, об/мин _____

n замеренное, об/мин _____

Диаметр шкива, мм _____

Передача _____

Продолжение прил. 5

№ установки _____

« » _____ 197__ г.

Шифр _____

Среднее арифметическое давление, кгс/м²	Фактическое давление, кгс/м²	Скорость движения воздуха, м/с	Объем воздуха, м³/ч

Калориферы

Тип _____

Длина, мм _____

Ширина, мм _____

Высота, мм _____

Число секций _____

Число трубок в секции _____

Число калориферов и схема соединения _____

$T_{гор}$= $t_{до\ кал}$= _____

$T_{обр}$= $t_{за\ кал}$= _____

Фильтры и пр.

Тип _____

Длина, мм _____

Ширина, мм _____

Высота, мм _____

Число фильтров _____

Заполнитель _____

ПРИЛОЖЕНИЕ 6

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЯ АСПИРАЦИОННОГО ОТСОСА ЗАКРЫТОГО ТИПА

Помещение _____ Дата _____

№ п.п.	Показатели	Результаты испытания	
		до наладки	после наладки
1	Технологический аппарат		
2	Производительность технологического аппарата		
3	Выделяющиеся вредные вещества		
4	Допустимое содержание вредных выделений на рабочем месте, мг/м³		
5	Фактическое содержание вредных выделений на рабочем месте, мг/м³		
6	Содержание вредных веществ в удаляемом воздухе, мг/м³		
7	Количество отсасываемого воздуха, м³/ч		
8	Коэффициент эффективности		
9	Разрежение в укрытии (технологическом аппарате), кгс/м²		
10	Данные о дисперсном составе пыли (при необходимости)		

ПРИЛОЖЕНИЕ 7

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЯ МЕСТНОГО ОТСОСА

Помещение _____ Дата _____

№ п.п.	Показатели	Результаты испытания	
		до наладки	после наладки
1	Технологический аппарат, рабочее место		
2	Производительность технологического аппарата		
3	Выделяющиеся вредные вещества		
4	Допустимое содержание вредных выделений на рабочем месте, мг/м³		
5	Фактическое содержание вредных выделений на рабочем месте, мг/м³		
6	Содержание вредных веществ в удаляемом воздухе, мг/м³		
7	Количество отсасываемого воздуха, м³/ч		
8	Скорость движения воздуха в патрубке отсоса, м/с		
9	Коэффициент эффективности		
10	Потери давления в отсосе, кгс/м²		
11	Коэффициент местного сопротивления		
12	Подвижность воздуха на рабочем месте, м/с		
13	Скорость движения воздуха в рабочем проеме, м/с		
14	Данные о дисперсном составе пыли (при необходимости)		

ПРИЛОЖЕНИЕ 8

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЯ ЦИКЛОНА

установки _____

Помещение _____ Дата _____

№ п.п.	Показатели	Результаты испытания	
		до наладки	после наладки
1	Тип, № или размер		
2	Схема установки (на всасывании, нагнетании)		
3	Улавливаемая пыль		
4	Динамическое давление до циклона, кгс/м²		
5	Полное давление, кгс/м²: до циклона после циклона		
6	Скорость входа воздуха в циклон, м/с		
7	Коэффициент местного сопротивления		
8	Количество воздуха, м³/ч: до циклона после циклона		
9	Подсос (утечки) воздуха, %		
10	Герметичность пылесборника (герметичен, негерметичен)		
11	Среднее содержание пыли в воздухе до циклона, мг/м³: после циклона		
12	Пылевой баланс, кг/ч: поступило в циклон уловлено циклоном ушло в атмосферу		
13	Степень очистки, %		

Примечания:

ПРИЛОЖЕНИЕ 9

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЯ СКРУББЕРА (ПРОМЫВАТЕЛЯ СИОТ ИЛИ ЦИКЛОНА С ВОДЯНОЙ ПЛЕНКОЙ)

Установка _____

Помещение _____ Дата _____

№ п.п.	Показатели	Результаты испытания	
		до наладки	после наладки
1	Тип, № или размер		
2	Тип и диаметр сопла форсунок		
3	Тип затвора		
4	Схема установки (всасывание, нагнетание)		
5	Улавливаемая пыль и ее плотность		
6	Общий расход воды, л/ч		
7	Удельный расход воды, л/м³		
8	Давление воды перед форсунками, кгс/см²		
9	Динамическое давление, кгс/м²: до скруббера после скруббера		
10	Полное давление, кгс/м²: до скруббера после скруббера		
11	Скорость входа воздуха в скруббер, м/с		
12	Коэффициент местного сопротивления		
13	Количество воздуха, м³/ч: до скруббера после скруббера		
14	Подсос (утечки) воздуха, %		
15	Среднее содержание пыли в воздухе, мг/м³: до скруббера после скруббера		
16	Пылевой баланс, кг/ч: поступило в скруббер уловлено скруббером ушло в атмосферу		
17	Степень очистки, %		

Примечания:

ПРИЛОЖЕНИЕ 10

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЯ ФИЛЬТРА

Установка _____

Помещение _____ Дата _____

№ п.п.	Показатели	Результаты испытания	
		до наладки	после наладки
1	Тип фильтра		
2	Фильтрующая поверхность		
3	Фильтрующий материал		
4	Наличие обратной продувки и плотность закрепления клапанов (визуально)		
5	Высота подъема и число встряхиваний рукавов в единицу времени		
6	Улавливаемая пыль		

№ п.п.	Показатели	Результаты испытания: до наладки	Результаты испытания: после наладки
7	Полное давление, кгс/м²:		
	до фильтра		
	после фильтра		
8	Сопротивление фильтра, кгс/м²		
9	Количество воздуха, м³/ч:		
	до фильтра		
	после фильтра		
10	Подсос (утечки) воздуха, %		
11	Удельный расход воздуха, м³/(ч·м²)		
12	Содержание пыли, мг/м³:		
	до фильтра		
	после фильтра		
13	Пылевой баланс, кг/ч:		
	поступило в фильтр		
	уловлено фильтром		
	ушло в атмосферу		
14	Степень очистки, %		

Примечания:

ПРИЛОЖЕНИЕ 11

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЯ МАСЛЯНОГО САМООЧИЩАЮЩЕГОСЯ ФИЛЬТРА

Установка _____

Помещение _____ Дата _____

№ п.п.	Показатели	Результаты испытания: до наладки	Результаты испытания: после наладки
1	Тип фильтра или размер		
2	Полезная площадь фильтрации по габариту сетки, м²		
3	Число рядов сеток в шторке, шт.		
4	Размер ячеек сеток, мм		
5	Род привода		
6	Направление движения панели со стороны воздухозабора (вверх, вниз)		
7	Скорость движения панели, мм/мин		
8	Марка масла		
9	Расход воздуха, м³/ч		
10	Удельный расход воздуха, м³/(м²·ч)		
11	Давление, кгс/м²:		
	до фильтра		
	после фильтра		
12	Сопротивление фильтра, кгс/м²		
13	Среднее содержание пыли в воздухе, мг/м³:		
	до фильтра		
	после фильтра		
14	Пылевой баланс, кг/ч:		
	поступило в фильтр		
	уловлено фильтром		
	прошло через фильтр		
15	Степень очистки, %		
16	Не имеется (имеется) унос масла из фильтра		

Примечания:

ПРИЛОЖЕНИЕ 12

БАЛАНС ПО ТЕПЛУ И ВЛАГЕ

Предприятие _____ Дата испытаний _____

Цех (отделение, помещение) _____ направление и скорость ветра _____

А. Содержание тепла и влаги в воздухе, уходящем из помещения и поступающем в помещение

Показатели	1	Площадь F_1, м² 2	Средняя скорость движения воздуха, v, м/с 3	Объем воздуха L, м³/ч 4	Параметры воздуха: t_c, °С 5	φ, % 6	ρ, кг/м³ 7	J, ккал/кг 8	d, г/кг 9	Уходит из помещения: воздуха $G_{ух}$, кг/ч 10	тепла $Q_{ух}$, ккал/ч 11	влаги $D_{ух}$, г/ч 12	Поступает в помещение: воздуха $G_{пр}$, кг/ч 13	тепла $Q_{пр}$, ккал/ч 14	влаги $D_{пр}$, г/ч 15
Вытяжка															
1.															
2.															
Итого ушло из помещения				$\Sigma L_{ух}$	$t_{ср.вэв.ух}$			$i_{ср.вэв.ух}$	$d_{ср.вэв.ух}$	ΣG	$\Sigma Q_{ух}$	$\Sigma D_{ух}$	$\Sigma G_{пр}$	$\Sigma Q_{пр}$	$\Sigma D_{пр}$
Приток															
1.															
2.															
Итого поступило в помещение. Невязка по вытяжке (приток)				$\Sigma L_{пр}$	$t_{ср.вэв.пр}$			$i_{ср.вэв.пр}$	$d_{ср.вэв.пр}$						
Всего ушло															
Всего поступило															

Продолжение прил. 12

Показатели	Площадь F, м²	Средняя скорость движения воздуха, v, м/с	Объем воздуха L, м³/ч	Параметры воздуха: t_0, °С	φ, %	ρ, кг/м³	J, ккал/кг	d, г/кг	Уходит из помещения: воздуха $G_{ух}$, кг/ч	тепла Q, ккал/ч	влаги $D_{ух}$, кг/ч	Поступает в помещение: воздуха G, кг/ч	тепла Q, ккал/ч	влаги D, кг/ч
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15

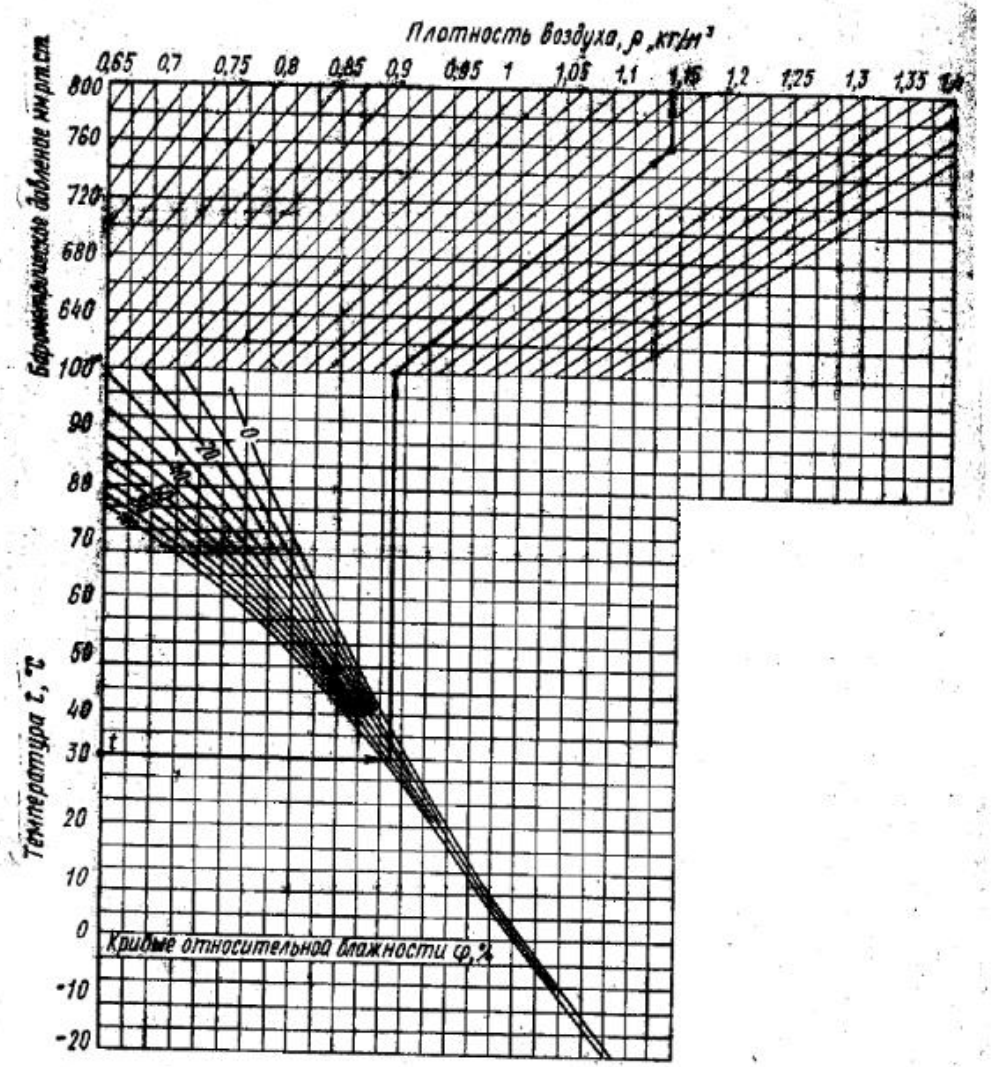
Б. Дополнительные поступления и потери тепла в помещении

Солнечная радиация													$Q_{рад}$	
Тепло, выделяемое приборами отопления													$Q_{от}$	
Другие источники выделения тепла . . .														
Фактические потери тепла внешними ограждениями										$Q_{ф.п}$				
Другие потери тепла . . .														
Итого										$\Sigma Q_{доп.ух}$			$\Sigma Q_{доп.пр}$	

Продолжение прил. 12

В. Результативные данные баланса

Данные	Ушло из помещения: тепла, ккал/ч	Ушло из помещения: влаги, кг/ч	Поступило в помещение: тепла, ккал/ч	Поступило в помещение: влаги, кг/ч
Суммарные количества тепла и влаги по разделам А и Б	$\Sigma Q_{ух} + \Sigma Q_{доп.ух}$	$\frac{\Sigma D_{ух}}{1000}$	$\Sigma Q_{пр} + \Sigma Q_{доп.пр}$	$\frac{\Sigma D_{пр}}{1000}$
Валовые тепловыделения и влаговыделения в помещении в ходе производства (не зависящие от времени года) . .			$Q_{вал}$	D
Сводный баланс по теплу и влаге . . .	$\Sigma Q_{ух} + \Sigma Q_{доп.ух}$	$\frac{\Sigma Q_{ух}}{1000}$	$\Sigma Q_{пр} + \Sigma Q_{доп.пр} + Q_{вал}$	$\frac{\Sigma D_{пр}}{1000} + D$
Активные выделения тепла в ходе производства (не зависящие от времени года)	$Q_a = Q_{вал} - D(596 + 0{,}47\, t_{ср.взв.ух})$, ккал/ч			
Проверка . .	$Q_a = 0{,}24 G (t_{ср.взв.ух} - t_{ср.взв.пр}) + Q_{доп.ух} - Q_{доп.пр}$, ккал/ч.			



Номограмма для определения плотности воздуха ρ во температуре, относительной влажности и барометрическому давлению.

Жирной линией со стрелками показано определение плотности воздуха при температуре 32° С, относительной влажности 80% и барометрическом давлении 760 мм рт. ст.

Плотность воздуха в этих условиях равна 1,15 кг/м³.

Баланс по газу

Цех (отделение)_____

Вредные выделения_____ Дата замеров_____

№ п.п.	Отверстия, проемы и вентиляционные установки	Площадь, м²	Скорость, м/с	Количество воздуха, м³/ч	Температура, °С	Плотность, кг/м³	Концентрация, мг/м³	Количество воздуха, кг/ч		Количество газа, г/ч		
								уходящего	поступающего	уходящего	поступающего	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
	Невязка по вытяжке (притоку)							\				
	Всего							ΣG	ΣG	$\Sigma K_{ух}$	$\Sigma K_{пр}$	$\Sigma K_{пр}$
	Общие газовыделения в ходе производственного процесса											
	Баланс по газу									$\Sigma K_{ух}$	$\Sigma K_{пр} + K$	

Газовыделения общие_____ г/ч

Коэффициент m равен (по формуле с цифровыми значениями) на 1 м³ помещения

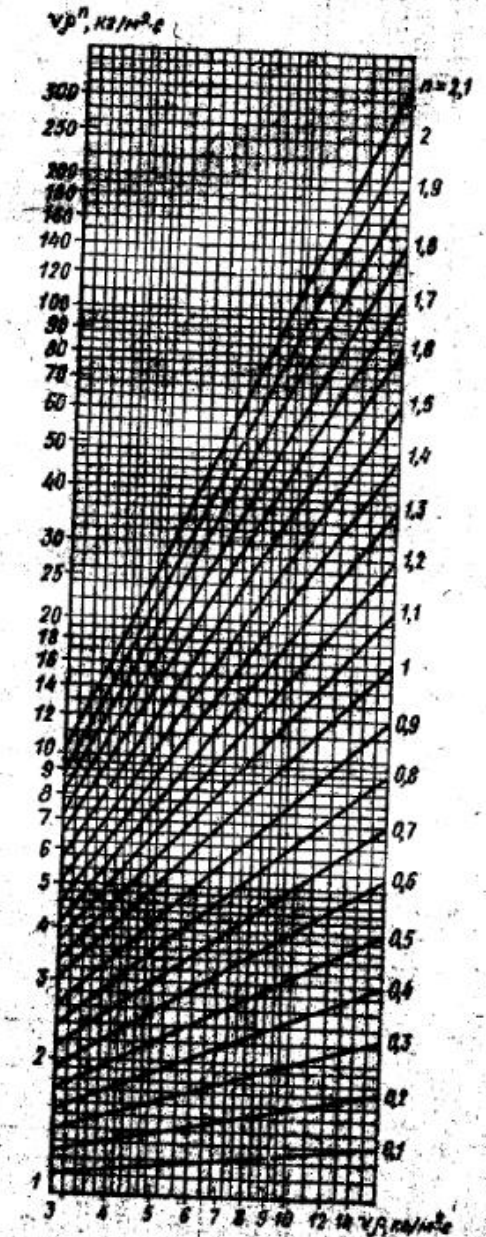
_____

Удельные газовыделения: на единицу продукции

_____

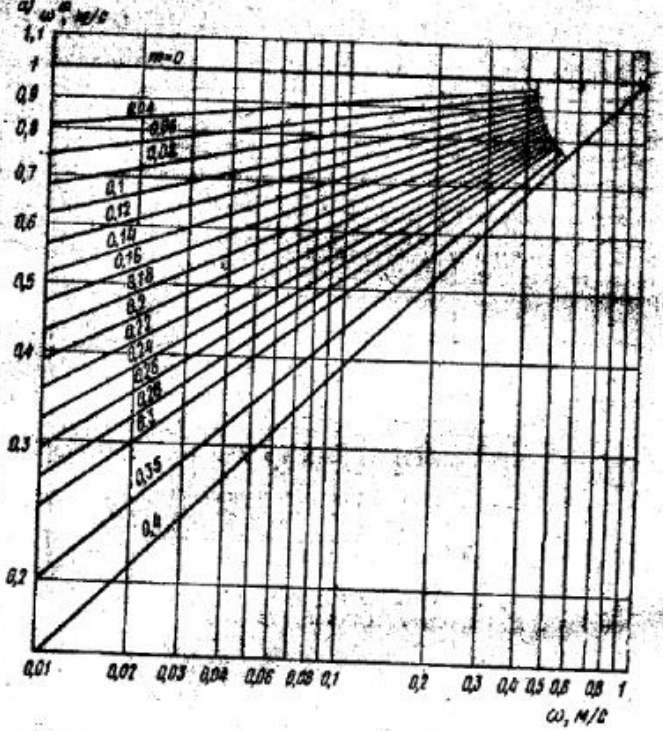
_____ на единицу оборудования

_____

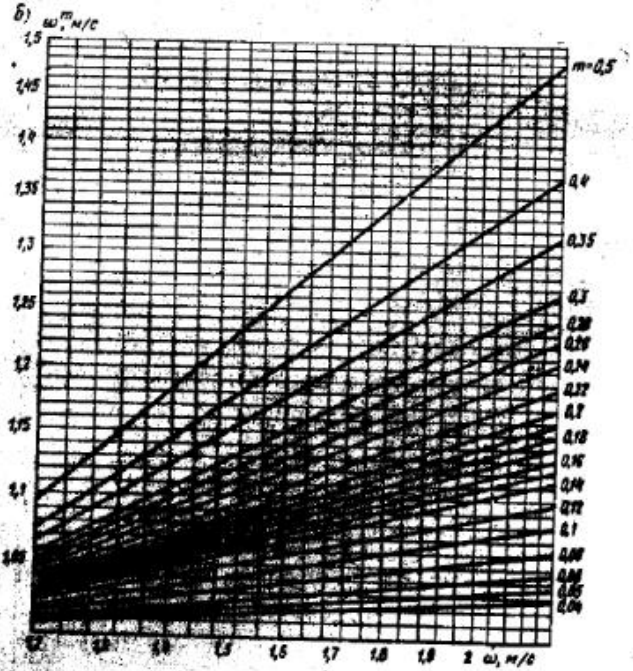


Номограмма для определения значения vp^n

а)



б)



Номограмма для определения значения ω^m

ПРИЛОЖЕНИЕ 17

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЯ СЕКЦИИ ПОДОГРЕВА

Номер кондиционера _____ Дата проведения испытания _____

№ п.п.	Показатели	Результаты испытания
1	Тип кондиционера КТ	
2	Индекс секции	
3	Схема обвязки по теплоносителю	
4	Общая площадь поверхности нагрева, м²	
5	Температура воздуха до подогрева, °С	
6	Масса воздуха, кг/ч	
7	Температура воды в поддоне оросительной камеры, °С	
8	Температура воздуха во всасывающем или нагнетающем отверстии вентилятора, °С	
9	Температура горячей воды, °С	
10	Температура обратной воды, °С	
11	Давление пара, кгс/см²	
12	Теплопроизводительность секции по данным испытания, ккал/ч	
13	Теплопроизводительность секции при расчетных параметрах наружного воздуха, ккал/ч	
14	Аэродинамическое сопротивление секции, кгс/м²	
15	Перепад давления теплоносителя на тепловом вводе, кгс/см²	
16	Давление теплоносителя за циркуляционным насосом бойлерной или смесительного узла, кгс/см²	

ПРИЛОЖЕНИЕ 18

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ

Номер кондиционера _____ Дата проведения испытания _____

№ п.п.	Показатели	Результаты испытания
1	Тип кондиционера КТ	
2	Индекс секции, кг/ч	
3	Расход воздуха, м³/ч	
4	Схема обвязки по холодоносителю	
5	Общая площадь поверхности охлаждения, м²	
6	Параметры воздуха до воздухоохладителя: температура, °С относительная влажность, %	
7	Параметры воздуха после воздухоохладителя: температура, °С относительная влажность, %	
8	Температура охлажденной воды или рассола, °С	
9	Температура отепленной воды или рассола, °С	
10	Давление холодоносителя за циркуляционным насосом холодильной станции, кгс/см²	
11	Холодопроизводительность по данным испытания, ккал/ч	
12	Холодопроизводительность при расчетных параметрах наружного воздуха, ккал/ч	
13	Аэродинамическое сопротивление секции кгс/м²	

ПРИЛОЖЕНИЕ 19

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЯ ОРОСИТЕЛЬНОЙ КАМЕРЫ

Номер кондиционера _____ Дата проведения испытания _____

№ п.п.	Показатели	Результаты испытания
1	Тип кондиционера КТ	
2	Индекс секции	
3	Число форсунок, шт.	
4	Плотность установки форсунок, шт/(м²·ряд)	
5	Диаметр выходного отверстия форсунки, мм	
6	Избыточное давление воды перед форсунками, кгс/см²	
7	Подача одной форсунки, кг/ч	
8	Количество воздуха, проходящего через камеру, кг/ч	
9	Коэффициент орошения, кг/кг	
10	Параметры воздуха до оросительной камеры: температура, °С относительная влажность, %	
11	Параметры воздуха после оросительной камеры: температура, °С относительная влажность, %	
12	Температура охлажденной воды, °С	
13	Температура воды, подаваемой к форсункам, °С	
14	Температура воды в поддонах камеры, °С	
15	Количество охлажденной воды, кг/ч	
16	Коэффициент эффективности теплообмена по результатам испытания	
17	Каталожный коэффициент эффективности теплообмена	
18	Холодопроизводительность камеры по результатам испытаний, ккал/ч	
19	Холодопроизводительность камеры при расчетных параметрах наружного воздуха, ккал/ч	
20	Теплопроизводительность камеры по результатам испытаний, ккал/ч	
21	Теплопроизводительность камеры при расчетных параметрах наружного воздуха, ккал/ч	
22	Аэродинамическое сопротивление камеры, кгс/м²	

ПРИЛОЖЕНИЕ 20

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЯ ВОЗДУШНОГО КЛАПАНА

Номер кондиционера _____ Дата проведения испытания _____

№ п.п.	Показатели	Результаты испытания
1	Тип кондиционера КТ	
2	Тип клапана, число створок	
3	Схема движения створок (встречное или параллельное)	
4	Мощность электронагревателей, кВт	
5	Количество воздуха, проходящего через клапан, кг/ч	
6	Аэродинамическое сопротивление клапана, кгс/м²	
7	Сопротивление регулируемого участка, кгс/м²	
8	Относительное сопротивление регулируемого участка, кгс/м²	
9	Оптимальное относительное сопротивление регулируемого участка: для параллельно-створчатых клапанов $\xi_{опт} = 2$ для непараллельно-створчатых клапанов $\xi_{опт} = 3{,}6$	
10	Площадь живого сечения клапана для прохода воздуха, м², или максимальный угол открытия створок, град	

ПРИЛОЖЕНИЕ 21

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЯ НЕАВТОНОМНОГО ЭЖЕКЦИОННОГО КОНДИЦИОНЕРА-ДОВОДЧИКА

Место установки (номер помещения) _____ Дата проведения испытания _____

№ п.п.	Показатели	Результаты испытания
1	Тип кондиционера	
2	Число теплообменников, шт.	
3	Диаметр сопел, мм	
4	Статическое давление воздуха на выходе из сопел, кгс/м²	
5	Количество первичного воздуха, кг/ч	
6	Количество рециркуляционного воздуха, кг/ч	
7	Подача кондиционера по воздуху, кг/ч	
8	Коэффициент эжекции	
9	Теплопроизводительность теплообменника при расчетных параметрах воздуха и воды, ккал/ч	
10	Холодопроизводительность теплообменников при расчетных параметрах воды и воздуха, ккал/ч	
11	Теплопроизводительность кондиционера в режиме естественной конвекции при расчетных параметрах теплоносителя, ккал/ч	

ПРИЛОЖЕНИЕ 22

СОДЕРЖАНИЕ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ В ВОЗДУХЕ ПОМЕЩЕНИЙ (ЦЕХ, УЧАСТОК, ПОМЕЩЕНИЕ №)

Дата отбора проб	№ точки по плану	Место установки и условия отбора и проб[1]	Вредные вещества	Концентрации, мг/м³		
				до наладки	после наладки	ПДК
	1	Постоянное рабочее место у индукционной печи, поз. «м»	CO			
	2	Постоянное рабочее место у заливочного конвейера	CO			
	3	Нейтральная точка рабочей зоны	CO			
	4	В воздуховоде на выходе из местного отсоса от печи	CO			
	5	В воздуховоде приточной установки перед выходом воздуха в помещение	CO			

[1] При отборе проб на все вредные выделения в зоне дыхания на постоянных рабочих местах у технологического оборудования, оснащенного местными отсосами, а также при отборе проб на пыль указывать скорость движения воздуха в тех же точках.

ПРИЛОЖЕНИЕ 23

Ведомство и наименование наладочной организации

Технический отчет (образец)
по испытанию и наладке систем вентиляции
и кондиционирования воздуха

_____ (цеха, отделения, помещения)

_____ (завода, предприятия)

Шифр_____

Главный инженер _____

Подписи ответственных исполнителей
(по структуре наладочной организации)

_____ ( )

_____ ( )

_____ ( )

Город_____ 19__ г.

Оглавление

Аннотация . . . .
I. Общие данные . . . .
II. Краткая характеристика здания (цеха), систем вентиляции и кондиционирования воздуха . . . .
III. Результаты испытания и наладки . . . .
А. Основное оборудование вентиляционных установок и кондиционеров . . . .
Б. Холодильная машина . . . .
В. Устройства автоматического регулирования, контроля и управления . . . .
Г. Санитарно-гигиенические условия воздушной среды в помещениях . . . .
IV. Выводы и рекомендуемые мероприятия . . . .
V. Краткая инструкция по эксплуатации систем вентиляции и кондиционирования воздуха . . . .

Приложения:

1. Программа работ по испытанию и наладке системы вентиляции и кондиционирования воздуха . . . .
2. Протокол технического совещания при главном инженере (механике, энергетике) предприятия по рассмотрению результатов работ по испытанию и наладке . . . .
3. Таблицы . . . .

Примечание. Содержание и число таблиц, прикладываемых к отчету, определяются программой работ.

4. Чертежи . . . .
Лист 1. План помещения . . . .
Лист 2. Аксонометрическая схема воздуховодов . . . .
Лист. 3. Принципиально-технологическая схема системы кондиционирования воздуха с автоматикой . . . .

Лист 4. Построение процессов обработки воздуха на *I—d*-диаграмме для теплого и холодного периодов года . .

Примечание. Объем прилагаемых чертежей определяется программой работ.

Аннотация

. . . . . .(помещения, цеха)

. . . . . .(предприятия)

(Шифр . . . . .)

1. Технологический процесс и основные производственные вредные выделения.
2. Принципиальное решение систем вентиляции и кондиционирования воздуха.
3. Соответствие санитарно-гигиенического состояния воздуха в рабочей зоне помещения действующим нормам.
4. Краткая характеристика состояния воздуха в рабочей зоне помещения (температура, относительная влажность, подвижность и содержание производственных вредных выделений) после наладки.
5. Основные мероприятия, в результате выполнения которых достигнута требуемая эффективность систем.
6. Технически прогрессивные решения, рекомендуемые для внедрения на аналогах.
7. Экономический эффект, достигнутый в результате наладочных работ.

Примечание. Общий объем аннотации к техническому отчету не должен превышать одной-двух печатных страниц.

I. Общие данные

1. Основание для выполнения работ — указывается № договора и дата его оформления.
2. Календарные сроки выполнения работ (начала и окончания).
3. Программа работ (ссылка на приложение).
4. Кем и когда разработан проект кондиционирования воздуха и вентиляции.
5. В чьем ведении находится эксплуатация систем вентиляции и кондиционирования воздуха.
6. Тепло- и хладоноситель, источник и параметры.

II. Краткая характеристика здания (помещения), систем вентиляции и кондиционирования воздуха

7. Объемно-планировочное решение и расположение в нем отдельных помещений (ссылка на чертеж).
8. Строительные размеры и объем помещений (представляется в таблице).

Примечание. При ограниченном числе помещений сведение п. 8 указывается в тексте.

9. Назначение помещения (технологический процесс).
10. Технологическое оборудование, выделяющее производственные вредные вещества и их наименование (ссылка на чертеж).

11. Основные (расчетные) производственные вредные выделения (указать в тексте).
12. Соответствие состояния технологического оборудования требованиям технических паспортов.
13. Число работающих в одну смену и число смен.
14. Категория помещения по пожарной опасности (по данным предприятия).
15. Описание существующей системы вентиляции и кондиционирования воздуха (ссылка на чертежи и планы, разрезы, схемы).
16. Параметры воздуха в помещении и соответствие проекту.
17. Краткое описание системы автоматического регулирования, защиты управления и сигнализации.
18. Система тепло- и холодоснабжения кондиционеров (краткое описание).

III. Результаты испытания и наладки

А. Системы вентиляции и кондиционирования воздуха

19. Характеристика воздушной среды рабочей зоны помещения до наладки.

Указания о соответствии или несоответствии фактического состояния воздуха рабочей зоны помещения действующим санитарным или технологическим нормам.

Например: Температура воздуха в рабочей зоне помещения, в условиях летнего периода, превышала допустимую по санитарным нормам на 3,5—4° С или относительная влажность превышала нормируемую технологическим требованиям на 10—15% и т. д.

20. Основные причины отклонения параметров воздушной среды от нормируемых.
21. Результаты аэродинамического испытания систем кондиционирования воздуха и вентиляции (ссылка на соответствующие таблицы и схемы на чертежах). Указываются основные причины несоответствия фактических и проектных (расчетных) значений производительности установок или расходов воздуха по помещениям, вызвавших неудовлетворительное состояние воздушной среды в рабочей зоне.
22. Общий воздухообмен в помещении. Баланс или дебаланс. Кратность воздухообмена. Сопоставление с проектными (расчетными) значениями.
23. Результаты испытания теплообменного оборудования кондиционеров и вентустановок. Анализ результатов испытания.
24. Результаты испытания и наладки местных отсосов и аспирируемых укрытий (ссылка на соответствующие таблицы в приложении). Указывается достигнутая эффективность действия местных отсосов.
25. Результаты испытания и наладки пылегазоулавливающих устройств (ссылка на соответствующие таблицы в приложении). Даются указания об их эффективности, возможности и целесообразности дальнейшего использования.
26. Результаты воздушно-тепловых, влажностных и газовых балансов. Приводятся абсолютные и удельные (на единицу продукции или один технологический агрегат), значения тепло-, влаго- и газовыделений, а также коэффициент «m».
27. Расчет воздухообменов, необходимых для ассимиляции теплоизбытков, влаго- и газовыделений.

28. Мероприятия, необходимые для обеспечения расчетных воздухообменов в помещениях и эффективной работы основного оборудования кондиционеров и вентиляционных установок.

29. Результаты испытания, регулировки, наладки систем вентиляции и кондиционирования воздуха после выполнения комплекса разработанных мероприятий.

30. Наладка воздухораспределительных устройств.

Б. Холодильные установки

31. Результаты испытания холодильной установки (ссылка на таблицу).

32. Основные показатели работы установки — температура испарения, конденсации, холодопроизводительность, непроизводительные потери холода и др.

33. Мероприятия, необходимые для обеспечения эффективной работы холодильной установки.

34. Результаты испытаний после выполнения разработанных мероприятий.

В. Устройства автоматического регулирования контроля и управления

35. Результаты анализа проектных решений и выявленные недостатки проекта и монтажа.

36. Разработанные мероприятия по повышению эффективности работы системы автоматического регулирования (ссылка на прилагаемые к отчету принципиальные технологические схемы).

37. Стендовая поверка приборов (ссылка на таблицу и протоколы в соответствии с требованиями СНиП).

38. Результаты функциональной наладки приборов регулирования, сигнализации, защиты, управления, блокировки и измерения. (Основные причины отклонений и неудовлетворительной работы). Технические характеристики приборов приводятся в таблицах.

39. Мероприятия по устранению причин неудовлетворительной работы приборов и устройств.

40. Результаты испытаний по определению параметров объектов системы автоматического регулирования.

41. Наладка системы автоматического регулирования и внедренные мероприятия по изменению параметров объекта регулирования.

42. Технические характеристики и принятые параметры настройки регуляторов после наладки.

Г. Санитарно-гигиенические условия воздушной среды в помещениях

43. Валовые выделения тепла, влаги, газов, теплонапряженность помещения (по результатам проведенных балансов, расчетов, измерений). Сведения представляются в табличной форме.

44. Температура, относительная влажность и скорость движения воздуха в рабочей зоне помещения после наладки.

45. Содержание газов (пыли) в воздухе рабочей зоны, у отдельных рабочих мест, а также в приточном воздухе. Сравнение с предельно допустимыми концентрациями.

46. Разность температур между приточным воздухом и воздухом рабочей зоны помещения в теплый, переходный и холодный периоды года. Температура уходящего воздуха.

47. Уровень шума, создаваемого в помещении установками кондиционирования воздуха и вентиляции.

48. Результаты проверки систем при автоматическом регулировании в течение двух рабочих смен (результаты приводятся в табличной форме).

IV. Выводы и рекомендуемые мероприятия

49. Оценка санитарно-гигиенического состояния воздушной среды в помещении и способности систем обеспечить требуемые параметры круглогодично.

Приводятся сведения о подаче систем по воздуху, теплу, холоду и сравнение с требуемыми для обеспечения заданных параметров.

50. Фактические показатели качества регулирования системы автоматического регулирования и их сравнение с требуемыми.

51. Рекомендуемые мероприятия по дальнейшему повышению эффективности систем, выполнение которых не могло быть обеспечено предприятием в стадии выполнения наладочных работ.

Примечание. К таким мероприятиям может относиться: совершенствование технологических процессов и оборудования; целесообразность перепроектирования и реконструкции отдельных установок; замена оборудования установок; устройство системы автоматического регулирования и др.

52. Эффективные схемы, узлы, устройства, выявленные в процессе наладки.

53. Оценка соответствия систем требованиям противопожарной безопасности.

V. Краткая инструкция по эксплуатации

54. Инструкция ограничивается указаниями, вытекающими из результатов испытания и наладки системы вентиляции и кондиционирования воздуха.

Примечание. К таким указаниям относится последовательность и время включения приточных и вытяжных установок в зависимости от летнего и зимнего периодов.

Согласовано

Главный инженер предприятия
(завода)

_____ _____
Подпись Фамилия

«__» _____ 19__ г.

Утверждаю

Главный инженер
(наименование организации)

_____ _____
Подпись Фамилия

«__» _____ 19__ г.

Программа работ

(примерная)

по испытанию и наладке систем вентиляции и кондиционирования воздуха

_____
(наименование предприятия)

Настоящая программа работ составлена на основании предварительного визуального обследования системы вентиляции и кондиционирования воздуха . . . . . (предприятия)

и может быть уточнена в процессе выполнения работ. Работа проводится по методике, изложенной в «Справочном пособии по испытанию и наладке систем вентиляции и кондиционирования воздуха».

. . . . . .

Предварительным обследованием установлено, что существующие системы вентиляции и кондиционирования воздуха не обеспечивают требуемой эффективности действия.

В помещении наблюдается повышенная запыленность воздуха в результате неудовлетворительного действия местных отсосов от . . . . . станков, дискомфортные температурные условия летом и задымленность помещения с предлагаемым превышением содержания в воздухе окиси углерода.

Программой работ предусматривается:

1. Предварительное санитарно-гигиеническое обследование помещения, проводимое после устранения предприятием дефектов монтажа систем по прилагаемой ведомости дефектов.

2. Аэродинамическое испытание кондиционеров, приточных и вытяжных установок для получения их технической характеристики и выявление причин неудовлетворительного действия.

3. Испытание основного оборудования кондиционеров: калориферов 1-го и 2-го подогревов, поверхностных воздухоохладителей, камеры орошения, регулирующих воздушных клапанов и клапанов в теплоносителях.

4. Испытания и наладка на эффект местных отсосов от . . . . . (наименование оборудования), обслуживаемых местной вытяжкой . . . . . (номер системы).

5. Испытание эффективности циклона, установленного на системе, ... (номер системы).

6. Определение фактических значений тепло- и газовыделений методом проведения воздушно-теплового и газового баланса.

7. Разработка (на основе результатов испытаний) мероприятий, необходимых для наладки систем вентиляции и кондиционирования воздуха на эффект.

Примечание. Мероприятия выполняются предприятием в сроки, предусмотренные календарным графиком, согласованным сторонами.

8. Испытание и регулировка установок после осуществления мероприятий.

9. Регулирование метеорологических условий в помещении.

Определяется равномерность распределения температур, относительной влажности и скорости движения воздуха в рабочей зоне помещения при рабочем перепаде температур, близком к проектному и при нормативных технологических нагрузках.

При отклонении параметров воздуха в рабочей зоне от заданных производится регулировка системы перераспределением расходов приточного воздуха и измерением направления движения потоков (направляющими лопатками в воздуховыпускных щелях), после чего дополнительно проверяется полезная подача системы по воздуху.

10. Повторное санитарно-гигиеническое обследование помещения с проверкой по рабочей зоне температуры воздуха, его скорости движения, запыленности и содержания газовых вредных выделений.

В случае если в процессе выполнения работы будет установлено, что эффективность действия систем вентиляции и кондиционирования воздуха достигнуть средствами наладки невозможно, то

. . . . . (наименование наладочной организации) разрабатываются и выдаются предприятию исходные данные, необходимые для составления проекта реконструкции указанных систем.

Автоматическое регулирование, контроль и управление

11. Анализ проектных схем регулирования, блокировки, защиты, управления, сигнализации и контроля. Составление принципиальных электрических, пневматических и других схем на изменение узлы (в случае если проектные схемы не обеспечивают необходимых условий работы системы).

12. Предварительное обследование, составление перечня дефектов монтажа, инструментальная проверка и пробное включение приборов, механизмов, аппаратуры и схем.

13. Изыскание мест установки чувствительных элементов регуляторов и сигнализаторов.

14. Функциональная наладка приборов регулирования, управления защиты, блокировки и сигнализации. Наладка измерительных приборов.

15. Определение параметров объекта регулирования из динамических и статических характеристик САР.

16. Проверка возможности использования фактически установленных регуляторов.

17. Для случая неудовлетворительного переходного процесса регулирования рассчитывается другой закон регулирования или разрабатываются технические мероприятия для изменения параметров объекта регулирования.

18. Накладка регуляторов и определение фактических условий качества регулирования после ввода в регулятор расчетных параметров настройки.

19. Сдача системы на эффект Заказчику с предпусковой эксплуатацией в течение двух сут по 7 ч. Результаты работы подлежат рассмотрению и утверждению на техническом совещании при главном инженере предприятия, проводимом с участием представителей СЭС района или города.

После этого технический отчет по работе в сроки, предусмотренные календарным графиком, передается предприятию.

Подпись исполнителей
наладочной организации
(должность) . . . . . (ф. и. о.)

Протокол

технического совещания при главном инженере
. . . . . **(предприятия) по рассмотрению результатов работы по испытанию систем вентиляции и кондиционирования воздуха, выполненной** . . . . . **(наименование наладочной организации) в** . . . . . **(помещение)** . . . . . **(предприятия) по договору №** . . . **от** . . . . . **19** . . . **г.**

. . . . . (город) . . . **19**.... г. (дата)

Присутствовали:

От предприятия
. . . . . должности . . . . . фамилии

От СЭС . . . . . .

От . . . . . (наименование наладочной организации) . . . . . .

Слушали:

Сообщение . . . . . (должность) . . . . . (фамилия) о результатах работы по испытанию и наладке на эффект, системы вентиляции и кондиционирования воздуха . . . . . (помещения).

Эффективность систем до наладки не соответствовала требованиям (технологических) норм. Испытание и наладка проводились в соответствии с принятой программой работ.

В результате обследования помещения и произведенного испытания установок были разработаны и переданы для выполнения следующие мероприятия:

1. По состоянию производственного оборудования и ведению технологических процессов . . . . . .
2. По вытяжным установкам . . . . . .
3. По приточным установкам . . . . . .
4. По кондиционерам . . . . . .
5. По системе авторегулирования . . . . . .
6. По эксплуатации систем кондиционирования воздуха и вентиляции . . . . . .

По данным санитарно-гигиенического обследования, произведенного после выполнения всего комплекса разработанных мероприятий и намеченной программы наладочных работ, состояние воздуха в рабочей зоне помещения характеризуется следующими показателями. (В зависимости от числа помещений и показателей необходимые данные по ним приводятся в виде текста или в виде таблицы).

Для обеспечения нормируемой температуры воздуха в помещении в летний период необходимо дополнительное устройство приточной установки подачей . . . . . м³/ч. Эскизом решения этой установки и спецификация оборудования для нее будут даны в техническом отчете по работе.

Приводятся основные рекомендации по повышению эффективности работы систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

Решили:

1. В результате выполнения работы по испытанию и наладке . . . . . помещении, санитарно-гигиеническое состояние воздушной среды в нем соответствует действующим нормам.

2. Рекомендуемое мероприятие по повышению эффективности действия систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

3. Работу, выполненную . . . . . (наименование наладочной организации) по договору № . . . от . . .19 г. на сумму . . . . . руб. считать оконченной в полном объеме с оценкой . . . . . (в редакции предприятия).

Главный инженер предприятия

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Предисловие 3

Глава I. Основные сведения 5

I.1. Системы вентиляции и кондиционирования воздуха 5
I.2. Основные требования, предъявляемые к системам вентиляции и кондиционирования воздуха 5
I.3. Наладка систем вентиляции и кондиционирования воздуха 7
I.4. Предпусковые испытания и регулировка вентиляционных установок 7
I.5. Испытание и наладка вентиляционных установок на санитарно-гигиенический эффект 10

Глава II. Приборы для испытания и наладки систем вентиляции и кондиционирования воздуха 13

II.1. Приборы для измерения давления воздуха 13
Барометр-анероид (13). — Барометр-термогигрометр (13). — Барограф (14). — Жидкостные манометры (15). — Тягомер (16). — Микроманометр (16). — Микроманометр ЦАГИ (16). — Микроманометр типа ММН (18). — Пневмометрическая трубка (24).
II.2. Приборы для измерения расхода воздуха 26
Пневмометрические трубки (26). — Ротаметр со стеклянной трубкой (28). — Сужающиеся устройства (30)
II.3. Приборы для измерения скорости движения воздуха . . . 31
Крыльчатый анемометр АСО-3 (32). — Чашечный анемометр МС-13 (32). — Термоанемометры типа ТА-ЛИОТ и ТП-45 (35). — Термоанемометр ЭА—2М (37). — Фотоимпульсный электроанемометр (37)
II.4. Приборы для измерения температуры воздуха 39
Жидкостные стеклянные термометры (39).
Метастатический термометр (41). — Стержневой термометр-диатометр (41). — Биметаллический термометр (42). — Термограф М-16А (42). Правила измерения температуры . . . .
Полупроводниковые термометры типа ЭТП-1А, ЭТП-2А (45). — Аспирационный электротермометр конструкции ГПИ Проектпромвентиляция (47). 43
II.5. Приборы для измерения влажности воздуха 48
Психрометр типа ПБ-1 (49). — Аспирационные психрометры (49). — Гигрографы М-21 и М-32 (53). — Измеритель относительной влажности ВПГ-103 (54).
II.6. Прибор для измерения тепловой радиации 56
Актинометр типа ЭТМ (56).
II.7. Приборы для измерения электрической мощности . . . 57
II.8. Приборы для измерения частоты вращения 60
Тахометр часовой ТЧ10-р (60). — Тахометр типа ИО-10 (61). — Тахометр типа ИО-30 (63).
II.9. Прибор для измерения шума 63
Измеритель шума и вибрации типа ИШВ-1 (63)
II.10. Приборы для определения содержания в воздухе вредных газов и паров 67
II.11. Аппаратура для отбора проб воздуха 68
Аспиратор для отбора проб воздуха (ТУ64-1-562-77) (68). — Ротационная установка ПРУ-4 (68). — Электроаспиратор для отбора проб воздуха типа ЭА-40-Л (69). — Лабораторный газовый счетчик (70). — Ротаметры (70). — Аналитические фильтры и фильтродержатели (71). — Аналитические аэрозольные фильтры АФА-В (73). — Аналитические аэрозольные фильтры типа АФА-Х (73).
Поглотительные приборы для удаления из воздуха парообразных и газообразных токсических веществ.
Жидкостные поглотительные приборы (абсорбера) (74). — Приборы для отбора проб на зерненые сорбенты (адсорбенты) (76).
II.12. Аппаратура для выполнения анализов 76
Газоанализатор титрометрический типа ГТУ (77). — Прибор типа ПСУ (77). — Прибор типа ПОУ (78). — Универсальный переносный газоанализатор типа УГ-2 (78). — Газоопределитель ГХ

Стр.

(81). — Газоанализаторы переносные в искробезопасном исполнении (83).
II.13. Аэрозоли
Общие сведения 84
Методы и аппаратура для определения дисперсного состава пылей (аэрозолей) 84
Фотоэлектрический счетчик аэрозольных частиц типа АЗ-5 (85). — Седиментометрический анализ в жидкой среде (86). — Ротационный анализатор дисперсности РАД-1 (87). — Импактор института им. Карпова (88). — Струйный сепаратор НИИОГАЗ (88). 85
II.14. Приборы для определения запыленности воздуха 89
Пылеотборные трубки (89)

Глава III. Испытание и наладка систем вентиляции 94
III.1. Санитарно-гигиеническое обследование
Общие сведения 94
III.2. Испытание и наладка вентиляторов 94
Испытание и наладка вентиляторов, работающих в сети 95
Испытание и наладка вентиляторов, работающих без сети 96
III.3. Аэродинамическое испытание сетей воздуховодов и регулирование расходов воздуха 101
Общие сведения 101
Регулировка способом уравнивания отношений фактических и требуемых расходов воздуха с использованием характеристик сети 101
Регулировка способом последовательного уравнивания отношений фактических и требуемых расходов воздуха 103
Регулировка способом постепенного приближения к заранее заданному отношению фактического и требуемого расхода воздуха 105
III.4. Испытание воздуховодов на герметичность с применением переносного вентилятора 106
Общие сведения 108
III.5. Испытание и регулирование воздухораспределительных устройств 108
Общие сведения 111
Подготовительные работы и последовательность их проведения 111
Проведение испытания и обработка материалов 111
Наладка воздухораспределительных устройств 113
Особенности наладки различных типов воздухораспределителей 115
Регулирующие решетки (116). — Воздухораспределители потолочного типа (119). — Воздухораспределители перфорированные (120). — Воздухораспределители для сосредоточенной подачи воздуха (121). 116
Сезонная наладка и регулировка систем воздухораспределения 124
III.6. Испытание и наладка местных отсосов 124
Общие сведения 124
Особенности испытания и наладки местных отсосов аспирационных установок 127
III.7. Испытание и наладка устройств для очистки воздуха от пыли 129
III.8. Испытание и наладка воздушно-тепловых завес 134
III.9. Испытание и наладка воздушных душей 136
III.10. Испытание и наладка калориферов 137
Общие сведения 137
Испытание и наладка калориферов при теплоносителе воде 138
Испытание и наладка калориферов при теплоносителе паре 142
III.11. Определение количества тепла, влаги и газов, выделяющихся в помещение. Расчет необходимых вентиляционных объемов воздуха 143
Общие сведения 143
Подготовка к проведению инструментальных измерений 145
Инструментальные измерения 146
Обработка материалов замеров и анализов проб воздуха перед составлением балансов 148
Составление баланса по теплу и влаге 149
Составление баланса по газу 154
Определение необходимых воздухообменов на основе результатов испытаний 155

Стр.

Глава IV. Испытание и наладка систем кондиционирования воздуха 158
IV.1. Основные сведения 158
IV.2. Наладка основного оборудования центральных секционных кондиционеров 162
Вентиляторные агрегаты 162
Направляющие аппараты 169
Гидромуфты 171
Индукторные муфты скольжения 175
Фильтры 185
Секции подогрева 193
Поверхностные воздухоохладители 225
Камеры орошения 242
Воздушные клапаны 260
IV.3. Испытание и наладка неавтономных агрегатов кондиционеров 263
Общие сведения 263
Аэродинамическое испытание кондиционеров 268
Испытание и наладка поверхностных воздухоохладителей кондиционеров КНУ-12, КНУ-16 271
Универсальные неавтономные эжекционные кондиционеры-доводчики 274
Порядок поверочного расчета эжекционного кондиционера при первичном режиме работы 279
Порядок поверочного расчета эжекционного кондиционера при втором режиме работы 286
IV.4. Испытание и наладка автономных агрегатных кондиционеров 291
IV.5. Испытание и наладка систем кондиционирования воздуха 299
Общие сведения 299
Системы кондиционирования воздуха с первой рециркуляцией 301
Системы кондиционирования воздуха со второй рециркуляцией 310
Водовоздушные системы кондиционирования воздуха 312
IV.6. Наладка систем двухкамерного воздуха 325
IV.7. Испытание и наладка систем теплохолодоснабжения 333
IV.8. Регулирование метеорологических условий в кондиционируемых помещениях. Итоговые испытания 342
Глава V. Холодоснабжение систем кондиционирования воздуха 345
V.1. Основные сведения 345
V.2. Холодильные машины 345
V.3. Насосы. Емкости холодоносителя и охлаждающей воды 350
V.4. Регулирующая арматура 351
V.5. Водоснабжение для охлаждения холодильных машин 355
V.6. Средства автоматизации (САА), контрольно-измерительные приборы (КИП) холодильных машин СКВ и оборудования охлаждающего водоснабжения 356
V.7. Основные схемы автоматизированного холодоснабжения СКВ 361
V.8. Организация и производство наладочных работ по холодоснабжению СКВ 369

Глава VI. Шум, создаваемый системами вентиляции и кондиционирования воздуха. Мероприятия по его снижению 378
VI.1. Основные определения 379
VI.2. Нормирование шума 380
VI.3. Проверочные акустические расчеты воздушного шума 382
VI.4. Потери уровней звуковой мощности 391
VI.5. Мероприятия по снижению шума в установках вентиляции и кондиционирования воздуха 394
VI.6. Пример акустического расчета системы приточной вентиляции 403

Глава VII. Техника безопасности при наладочных работах 409
VII.1. Общие сведения 409
Вводный инструктаж 409
Первичный инструктаж на рабочем месте 410
Периодический повторный инструктаж 410
Внеплановый инструктаж 410
Обучение и сдача экзамена по технике безопасности 411
Обязанности и ответственность технического персонала организации 411
VII.2. Основные правила техники безопасности. Работа на действующих предприятиях 413
Работа с электрифицированным инструментом 413
Обследование и испытание вентиляционных установок и систем кондиционирования воздуха 414

Стр.

Работа на высоте 415
Электробезопасность 415
Работа в цехах с огнеопасными и взрывоопасными материалами 417

Приложения 418

Приложение 1. Акт о результатах предпусковых испытаний и регулирования вентиляционных установок 418
Приложение 2. Паспорт вентиляционной установки 419
Приложение 3. Номограмма для расчета диафрагмы и дросселирующих устройств (дроссель-клапанов, шиберов) 421
Приложение 4. Характеристика оборудования вентиляционных установок 422
Приложение 5. Рабочий журнал испытания установок 422
Приложение 6. Результаты испытания аспирационного отсоса закрытого типа 423
Приложение 7. Результаты испытания местного отсоса 424
Приложение 8. Результаты испытания циклона 424
Приложение 9. Результаты испытания скруббера (промывателя СИОТ или циклона с водяной пленкой) 425
Приложение 10. Результаты испытания фильтра 425
Приложение 11. Результаты испытания масляного самоочищающегося фильтра 426
Приложение 12. Баланс по теплу и влаге 427
Приложение 13. Номограмма для определения плотности воздуха ρ по температуре, относительной влажности и барометрическому давлению 430
Приложение 14. Баланс по газу 431
Приложение 15. Номограмма для определения значения $v\rho^n$ . . . 432
Приложение 16. Номограмма для определения значения w^m 433
Приложение 17. Результаты испытания секций подогрева 434
Приложение 18. Результаты испытания поверхностного воздухоохладителя 434
Приложение 19. Результаты испытания оросительной камеры . . . 435
Приложение 20. Результаты испытания воздушного клапана . . . 435
Приложение 21. Результаты испытания автономного эжекционного кондиционера-доводчика 436
Приложение 22. Содержание вредных веществ в воздухе помещений 436
Приложение 23. Технический отчет (образец) по испытанию и наладке систем вентиляции и кондиционирования воздуха 437