

Л114
Ш461 09

А ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

Эк. мр
ЧИ. О. Л. В.

Ш Е М А Х А

ОТЕПЛЕНИЕ ШАХТНЫХ СТВОЛОВ

ГОСГОРТЕХИЗДАТ
1 9 6 0

М. М. ШЕМАХАНОВ

Экземпляр
Чит. зал

ОТЕПЛЕНИЕ ШАХТНЫХ СТВОЛОВ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
ЛИТЕРАТУРЫ ПО ГОРНОМУ ДЕЛУ

Москва 1960

4

ГОС. ПУБЛИЧНАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА СССР

3377 ³/₆₀

II

20230

АННОТАЦИЯ

В книге рассмотрены схемы применяемых устройств для подогрева воздуха в калориферных установках шахт. Дано описание паровых, огневых и электрических нагревателей. Подробно рассмотрены конструкции различных видов паровых калориферов и приведены основные указания по их монтажу, регулированию и контролю работы, схемы автоматизации работы, методы подбора и расчета калориферных установок.

В книге также освещены вопросы выбора котельной установки для нагрева калориферов и использования вторичных энергетических ресурсов.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников угольной и рудной промышленности.

~~Л 114~~
~~60-8~~ ШК 61

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Предисловие	4
I. Калориферная установка шахты и ее назначение	5
II. Калориферы	18
III. Расчет воздуховода и выбор вентилятора	73
IV. Временные калориферные установки при проходке горных вы- работок	101
V. Трубопроводы	104
VI. Определение расхода тепла и топлива, производительности ко- тельной установки и выбор количества котлов	137
VII. Расчет окон	166
VIII. Регулирование, контроль, установка и монтаж калориферной установки	171
Литература	203

ПРЕДИСЛОВИЕ

В угольных и горнорудных бассейнах СССР, на шахтах и рудниках в зимнее время, когда температура наружного воздуха опускается значительно ниже 0° , применяют подогрев воздуха, поступающего в шахту через ствол. Благодаря этому верхняя часть ствола предохраняется от обмерзания и создаются лучшие санитарно-гигиенические условия для работающих. Нагрев воздуха производится в специальных установках, располагаемых обычно поблизости от ствола, по которому воздух поступает в шахту.

Целью настоящей книги является ознакомление читателя со способами подогрева воздуха, типами теплообменных аппаратов — калориферами, оборудованием, связанным с установкой их, а также с методами расчета, выбора и контроля калориферных установок и вспомогательного оборудования. Так как на шахтах СССР применяются паровые калориферы, то в предлагаемой работе главное внимание уделено этим аппаратам.

Книга предназначена для инженерно-технических работников горной промышленности, а также может быть использована учащимися горных вузов и техникумов при дипломном проектировании.

І. КАЛОРИФЕРНАЯ УСТАНОВКА ШАХТЫ И ЕЕ НАЗНАЧЕНИЕ

В зимнее время температура наружного воздуха опускается значительно ниже 0° (-20° , -30°) и в некоторых районах СССР доходит до -50° и ниже.

В этих условиях при попадании холодного воздуха в ствол шахты возможно обмерзание и обледенение стен ствола, а также расстрелов, проводников и электрических кабелей, расположенных в нем. В вертикальных стволах при этом образуются ледяные наросты (наледи) на армировке и крепи, что может вызвать заедание клетки и обрыв каната.

В наклонных стволах может произойти обледенение путевого полотна и людских ходков, что приводит к сходу вагонеток и скипов с рельс, обрыву каната и т. д.

Обледенение происходит главным образом вследствие замерзания воды, просочившейся из грунта на стенки ствола. Значительное обмерзание наблюдается в зоне капежа, т. е. с глубины 10—15 м. Если грунт сухой и отсутствует высокий напорный водоносный горизонт, обмерзание шахтных стволов менее вероятно, но возможно при подаче в ствол достаточно влажного вентиляционного воздуха: при охлаждении последнего происходит выпадение влаги вследствие конденсации на поверхности ствола и оборудовании, а при отрицательной температуре воздуха в стволе — замерзание ее.

Для устранения обледенения обычно прибегают к сооружению специальных отопительных установок, дающих возможность поддерживать в стволе шахты температуру несколько выше 0° .

В отличие от жилых зданий, где применяется водяное и паровое отопление с расположением нагревательных приборов внутри обогреваемого помещения, для обогрева стволов обычно применяют воздушное отопление.

По способу проветривания шахты, вентиляторные установки разделяются на всасывающие и нагнетательные.

По правилам безопасности в угольной промышленности всасывающая вентиляция может применяться на всех шахтах, неза-

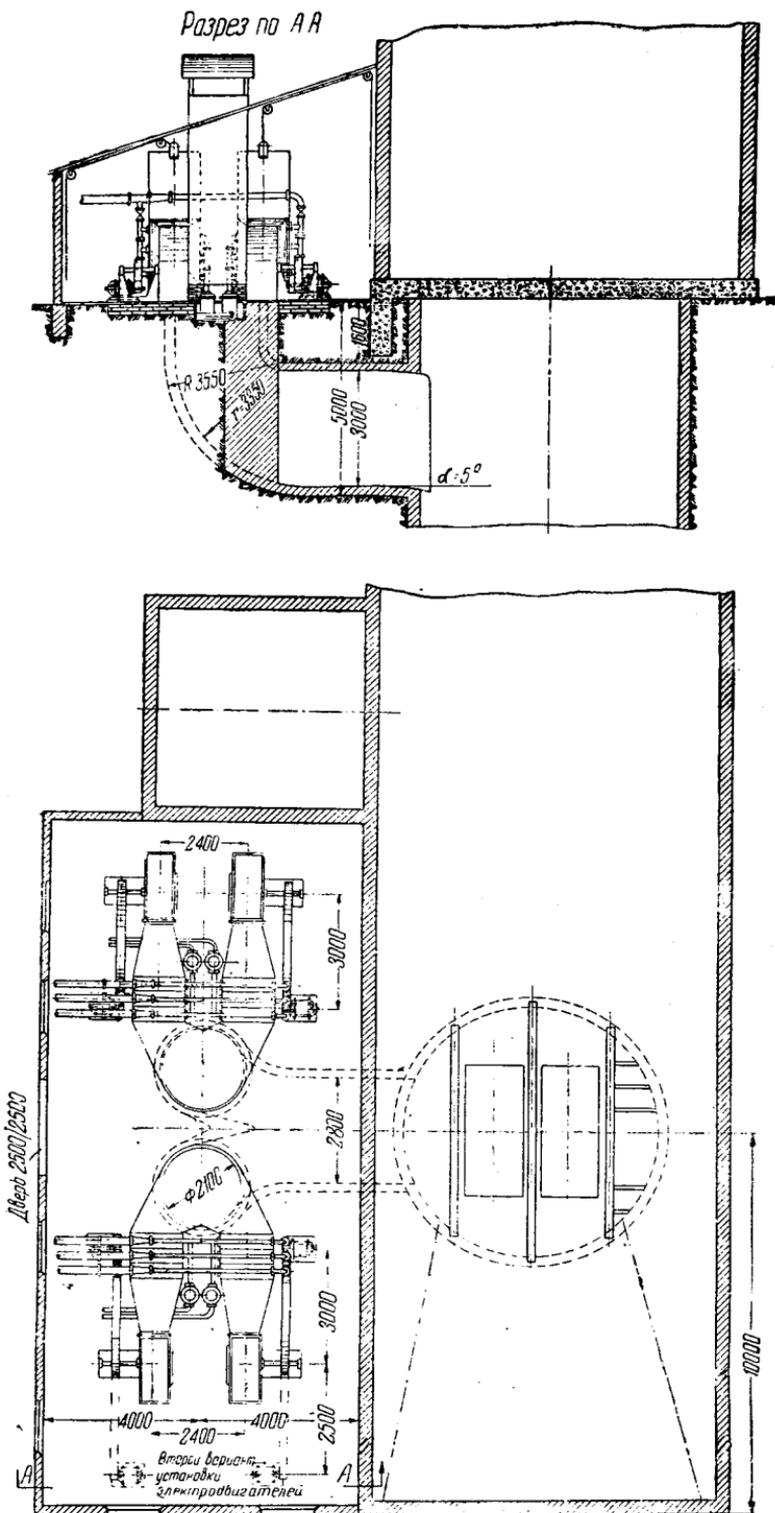


Рис. 1. Калориферная установка с вводом воздуха в ствол через одно окно

висимо от производительности и пыле-газового режима. Нагнетательную вентиляцию можно применять только на негазовых шахтах или шахтах с выделением углекислого газа.

В этом случае подогрев и смещение воздуха может осуществляться по одной из двух основных схем. По первой схеме (рис. 1) часть вентиляционного воздуха, прежде чем попасть в ствол, прогоняется установленным для этой цели вентилятором через калорифер, где и подогревается. Подогретый воздух по особому каналу (кирпичному или бетонному) от калориферной установки подается в ствол шахты и смешивается с остальным воздухом, подаваемым в шахту. Канал проводится в зависимости от размеров конструктивных элементов шейки ствола (подкопровые балки, кулаки и т. п.) на минимальной глубине — 1,5—2,0 м от уровня пола надшахтного здания.

В ствол воздух подается через специальные окна, расположенные по окружности ствола. При диаметре ствола более 5 м делают два окна с противоположных сторон ствола. Иногда осуществляют ввод воздуха через одно окно. Увеличение числа окон дает более равномерное перемешивание холодного воздуха с горячим. Окна должны, по возможности, располагаться со стороны глухой стены клетки во избежание попадания струи горячего воздуха на людей, находящихся в клетке. Вообще число и местоположение окон зависит от расположения копра. Иногда ввод нагретого воздуха в ствол осуществляется по касательной к окружности ствола — тангенциально, что создает завихрение воздуха, и нагретый воздух лучше перемешивается с холодным воздухом, вводимым в ствол.

На рис. 1 показана установка с вводом воздуха через одно окно, а на рис. 2 — отопительная установка шахтного ствола с ребристыми калориферами и с тангенциальным подводом нагретого воздуха в ствол.

Аналогичная схема применяется и при установке пластинчатых калориферов.

Температура подогрева и количество воздуха, подогреваемого в калорифере, рассчитываются таким образом, чтобы температура воздуха внутри шахтного ствола была больше 0°. Температура воздуха в шахтном стволе (в отличие от жилых зданий) определяется не санитарной нормой, а исключительно условиями устранения обмерзания и обледенения стволов.

Обычно температура воздуха после смешения поддерживается +2°.

На случай пожара в надшахтном здании, а также для возможности реверсирования (рис. 3) струи воздуха при аварии предусматривается запасной вентиляционный ход с устьем, расположенным вне надшахтного здания и служащим запасным выходом для людей. При пожаре в надшахтном здании подача холодного воздуха для смешения с нагретым, а при реверсировании — выход воздуха производится через запасной вентиляционный

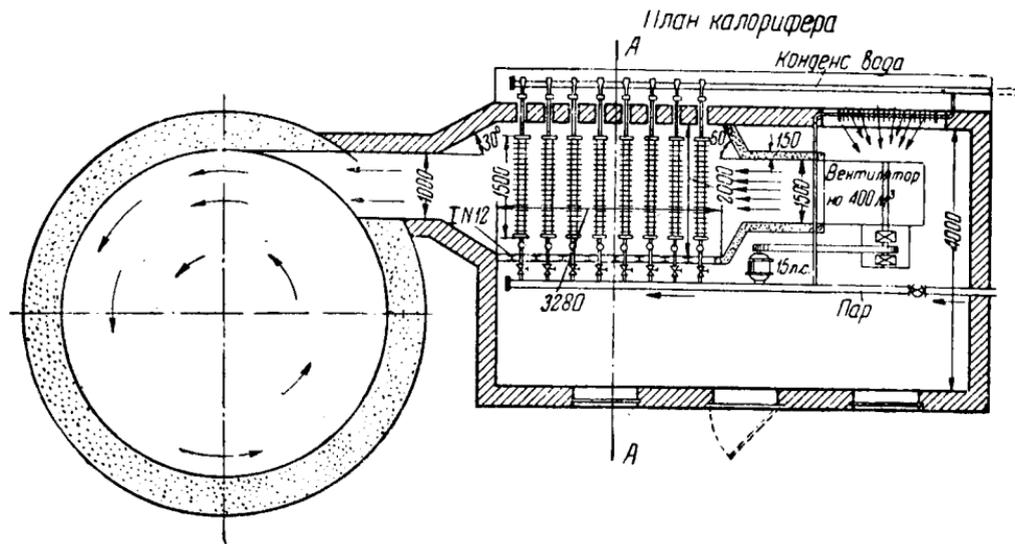


Рис. 2. Калориферная установка с тангенциальным вводом воздуха в ствол

ход при закрытом устье ствола. Эта схема смешения воздуха широко применяется в Донбассе.

На рис. 4 показана вторая схема, где поступление холодного воздуха к стволу шахты осуществляется по вентиляционному каналу с воздухозабором, расположенным вне надшахтного здания.

Калориферная установка монтируется совместно с воздухозаборным устройством вентиляционного канала, что позволяет произвести смешение холодного и нагретого воздуха в вентиляционном канале до ствола шахты. При этом нет необходимости в устройстве кольцевых каналов, и ввод воздуха выполняется через одно окно. При таком устройстве требуется отдельный запасной выход для людей, который предусматривается со стороны лестничного отделения ствола.

Запасной вентиляционный канал (ход) не требуется, так как в случае пожара в надшахтном здании подача вентиляционного воздуха производится прежним путем при закрытом устье ствола. При реверсировании струи воздух выходит из ствола шахты через тот же вентиляционный канал и воздухозаборную шахту при закрытых задвижках (жалюзи) калориферных каналов. Такая схема подачи и смешения воздуха осуществляется на шахтах Кузбасса и Донбасса. На рис. 5 показана установка калориферов по этой схеме.

Центробежный вентилятор 1, приводимый в движение электродвигателем 2, прогоняет воздух через калориферную установку 3. В схеме предусмотрено два агрегата — вентилятор и калорифер. Для измерения температуры нагретого воздуха предусмотрен термометр 4. Обходные клапаны 5 установки служат для пропуска части воздуха в обход калориферов при регулировании.

К вентилятору наружный воздух поступает через жалюзийную решетку 6. Засасывание холодного воздуха для смешения с нагретым также производится через жалюзийную решетку 7. В установке предусмотрены шиберы 8, 9, 10 для регулирования и отключения установки.

Подвод пара к калориферам производится по паропроводу 11 через редукционный клапан 12; отвод конденсата — через конденсатоотводчики 13. Производительность установки 96—140 м³/сек (воздуха).

Обе схемы имеют следующие недостатки.

В первом случае надшахтное здание, через которое поступает холодный воздух, не отапливается. Кроме того, забор холодного воздуха в зимнее время через надшахтное здание вызывает появление циркуляционных потоков воздуха в надшахтном здании — сквозняков. Очевидно даже при неработающей клетки нагретый воздух, поступающий в ствол, частично будет подниматься в надшахтное здание.

Калориферная установка должна располагаться как можно ближе к стволу, так как при движении нагретого воздуха по

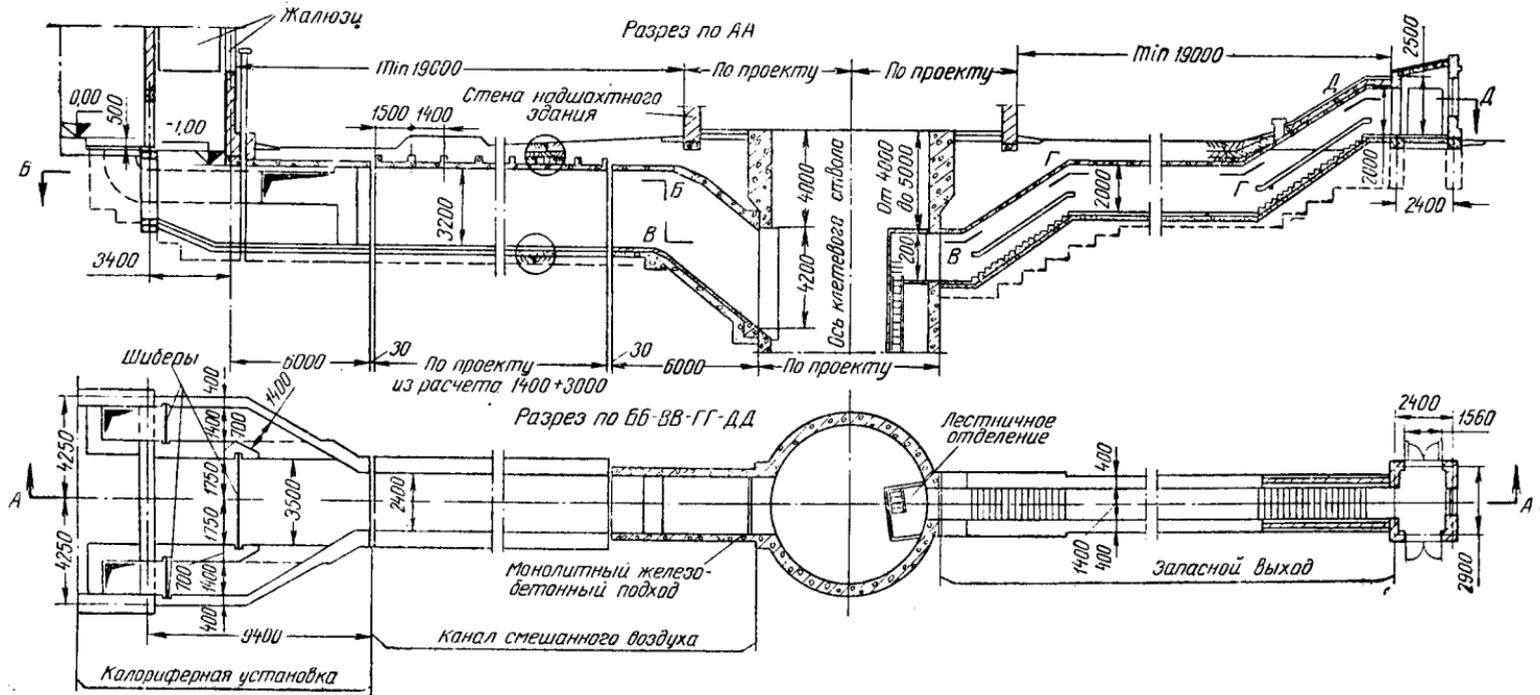


Рис. 4. Подача теплого воздуха в ствол по второй схеме

каналу имеет место потеря тепла. Не исключена также возможность обжигания людей, находящихся в движущейся по стволу клетки, струей горячего воздуха. Вследствие этого температура подогретого воздуха после калориферов допускается не более $70-80^{\circ}$.

В случае осуществления смешения воздуха по второй схеме надшахтное здание должно быть герметичным, что несколько увеличивает сопротивление главной вентиляционной установки. Однако, поскольку подача воздуха в ствол происходит после смешения потоков воздуха, т. е. при $+2^{\circ}$, возможно осуществить подогрев воздуха в калориферной установке до более высокой температуры, чем 70° , что сокращает количество воздуха, проходящего через калориферы, и уменьшает потребную производительность вентилятора калориферов.

Если шахта оборудована установкой с нагнетательной вентиляцией, калориферную установку можно поместить непосредственно в здании главной вентиляционной установки. При этом возможно расположение калориферной установки в нагнетательном канале вентиляционной установки и на всасывающей стороне главной вентиляционной установки.

Более целесообразной является вторая схема, по которой подогревательная установка расположена так, что в зимнее время только часть воздуха, засасываемого главным вентилятором, проходя через калорифер, подогревается. Первая схема установки калорифера в нагнетательном канале имеет существенный недостаток: весь вентиляционный воздух прогоняется через подогреватель воздуха и поэтому главный вентилятор должен создавать давление, превышающее обычное на величину сопротивления воздухоподогревателя, что вызывает излишний расход электроэнергии.

При применении указанной схемы необходимо, чтобы установка для подогрева воздуха имела минимальное сопротивление движению воздуха.

На рис. 6 показано устройство калорифера в здании главной вентиляционной установки. Воздух поступает к калориферам 1 через жалюзи 2 в боковых стенах здания. Калориферы устанавливаются перед вентилятором, поэтому остальное количество воздуха поступает к вентилятору через поворотные жалюзи 3, минуя калориферы. Количество воздуха, проходящего через поворотные жалюзи, регулируется в зависимости от температуры наружного воздуха таким образом, чтобы температура смеси воздуха, поступающей в вентилятор 4, была не ниже $+2^{\circ}$. Установлено 12 калориферов — по 6 с каждой стороны, три секции параллельно и две последовательно. Группы калориферов имеют общий конденсатоотводчик 5.

На рис. 7 показано расположение калориферной установки над помещением технологического комплекса блока вспомогательного ствола. Такая компоновка предложена Южгипрошахтом

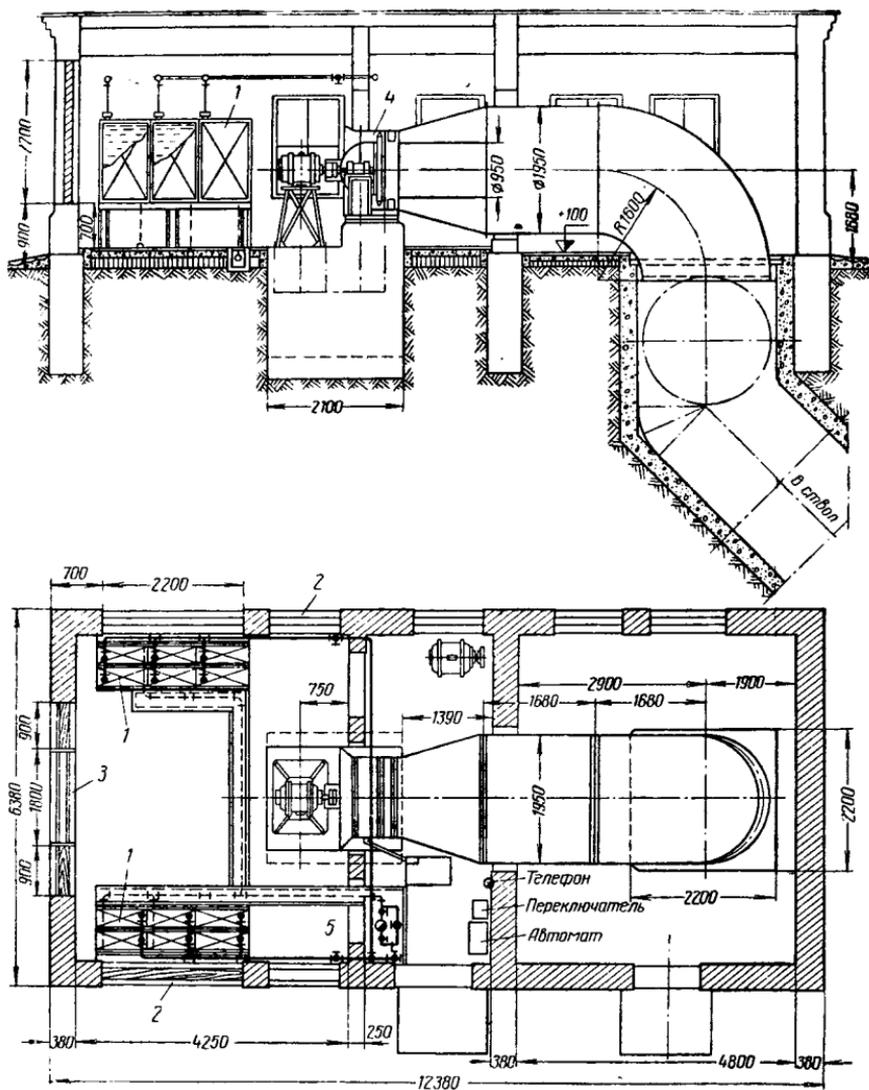


Рис. 6. Калориферная установка обогрева ствола для шахты с нагнетательной вентиляцией

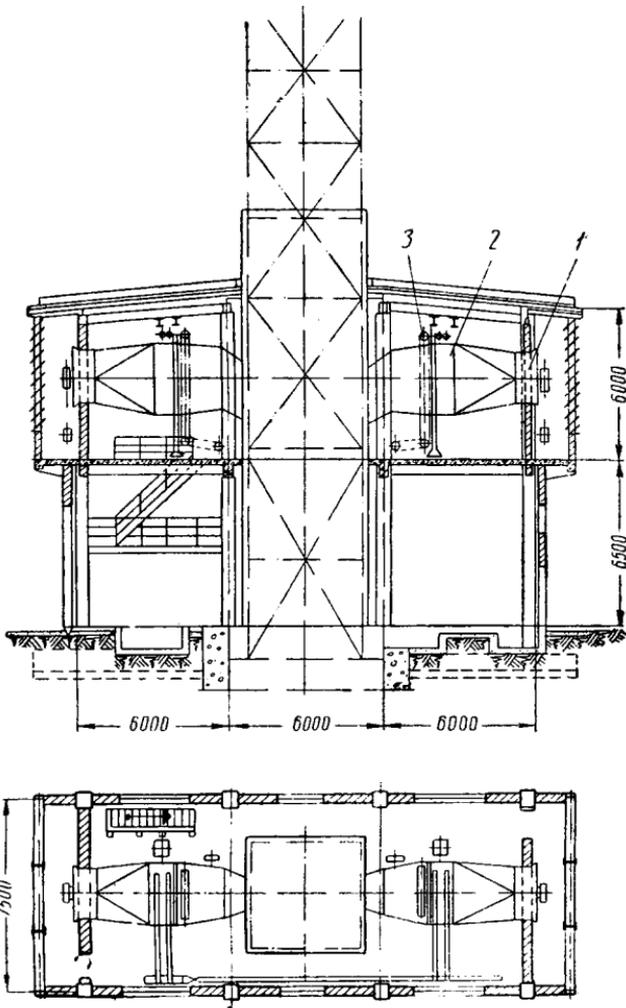


Рис. 7. Калориферная установка при высоком уровне грунтовых вод

для всасывающей вентиляции при высоком уровне грунтовых вод и не имеет подземных каналов [22].

Для подачи воздуха к калориферам 2 установлены осевые вентиляторы 1 с диаметром колес 1,6 и 2,0 м. Применение осевых вентиляторов уменьшает строительный объем установки. В калориферах воздух подогревается до $+80^\circ$, а затем поступает в станок копра вспомогательного ствола (на высоту 8 м от нулевой площадки). Станок копра имеет обшивку, открытую сверху для поступления наружного воздуха. В обшивке нагретый воздух смешивается с холодным, в результате чего при температуре $+2^\circ$ воздух вследствие действия всасывающей вентиляции шахты поступает в ствол. Для регулирования количества воздуха предусмотрены шторы 3.

Основные типоразмеры таких установок разработаны для стволов диаметром 6 и 7 м.

Предложенная компоновка сокращает объем работ по устройству фундаментов здания и подземных каналов; уменьшает аэродинамическое сопротивление установки и расход электроэнергии.

В некоторых случаях подогревают весь воздух, поступающий в ствол. С этой целью в первом этаже надшахтного здания или же внутри ствола устанавливают нагревательные приборы (например, радиаторы типа «Гамма») по окружности ствола; воздух, проходя мимо радиаторов, нагревается. Такое устройство не всегда осуществимо (из-за местных условий). Так как нагревательные приборы располагаются по окружности ствола, то нагревается главным образом воздух, омывающий эти приборы; поэтому установка работает недостаточно производительно и имеет малый обогревательный эффект.

Общее количество воздуха, вводимое в ствол при расчете калориферной установки, должно быть задано или определено исходя из условий вентиляции шахты.

Для ориентировочного подсчета количества воздуха можно пользоваться следующими данными (табл. 1).

Таблица 1

Производительность шахты, т/сутки	Расход воздуха на 1 т суточной добычи, м ³ /мин	Потребное количество воздуха, м ³ /сек	Депрессия мм вод. ст.
-----------------------------------	--	---	-----------------------

Для шахт негазовых и I категории с установкой одного вентилятора

330	0,75	От 6,0 до 12,0	20—40
600	1,5		40—120
600	0,75	От 12 до 24	40—120
	1,5		50—200
1000	0,75	От 18,0 до 36,0	40—120
	1,5		70—250
1500	0,75	От 37,0 до 54,0	50—200
	1,5		100—300
2000	0,75	От 37,0 до 74,0	70—250
	1,5		100—300

Производительность шахты, $t/сутки$	Расход воздуха на 1 t суточной добычи, $м^3/мин$	Потребное количество воздуха, $м^3/сек$	Депрессия $мм вод. ст.$
-------------------------------------	--	---	-------------------------

Для шахт II и III категорий и сверхкатегорных с установкой двух вентиляторов

300	1,25	От 10,0 до 16,0	30—80
	2,0		50—160
600	1,25	От 20,0 до 32,0	40—180
	2,0		60—250
1000	1,25	От 30,0 до 73,0	50—200
	3,0		90—300
1500	1,25	От 45,0 до 110,0	100—300
	3,0		140—300
2000	1,25	От 60,0 до 140,0	100—300
	3,0		120—300

Примечание. При определении количества воздуха принято: коэффициент, учитывающий неравномерность добычи — 1,15; коэффициент, учитывающий потребное количество воздуха для проветривания запасных и резервных лав, — 1,1; коэффициент, учитывающий утечки в надшахтном здании, — 1,1; максимальное газовыделение на 1 t суточной добычи для шахт производительностью до 1000 $t/сутки$ — 22 $м^3/сутки$, для шахт от 1000 $t/сутки$ и выше — 32,5 $м^3/сутки$.

Центрогипрошахт [30] принимает расход воздуха на 1 t суточной производительности шахт в зависимости от категорийности: I категория — 1,0 $м^3/мин$; II — 1,25 $м^3/мин$; III — 1,5 $м^3/мин$; вне категории (при суточном газовыделении 30 $м^3$ на 1 t и содержании углекислоты или метана 0,75% в исходящей струе) — 2,8 $м^3/мин$.

Объем подаваемого воздуха относится к стандартному состоянию, когда $\gamma = 1,2 \text{ кг}/м^3$ ($p = 760 \text{ мм}$, $t = 20^\circ$).

Расположение отопительной установки по отношению к стволу шахты определяется местными условиями. Целесообразнее помещать калориферную установку вблизи ствола шахты, так как при этом сокращается длина канала, подводящего воздух в ствол, уменьшаются потери напора вентилятора на преодоление сопротивлений и тем самым уменьшается расход электроэнергии на привод вентилятора.

II. КАЛОРИФЕРЫ

Общие замечания

Как указано выше, для нагревания воздуха, обогревающего ствол шахты, применяют калориферы. Калориферами называются такие устройства, в которых тепло от теплоносителя сообщается нагреваемому воздуху через поверхности нагрева. По взаимному направлению движения теплоносителя и подогреваемого воздуха различаются калориферы с параллельным и поперечным токами воздуха и теплоносителя.

В первом случае теплоноситель и нагреваемый воздух движутся в каждом элементе калорифера параллельно друг другу (в одном направлении или противоточно).

Во втором случае направления их движения в элементах калорифера перпендикулярны друг к другу, причем теплообмен во всем калорифере может происходить также противоточно или прямоточно.

При отоплении стволов в качестве нагревательной среды применяется обычно водяной пар. Горячая вода и электроэнергия пока для подогрева воздуха не применяются. Калориферы, подогревающие воздух острым паром из котла или мятым, т. е. отработанным паром, называются паровыми. Воздух может нагреваться и дымовыми газами; калориферы в этом случае называют газовыми, или огневыми.

При установке паровых калориферов требуется и установка парового котла. Иногда для обогрева калориферов можно использовать пар от ТЭЦ. В этом случае стоимость подогрева воздуха может быть значительно снижена.

При наличии ТЭЦ для обогрева калориферов вместо пара может быть применена перегретая (с температурой более 100°) вода. Температура воды в наших сетях теплофикации принята 130—150°.

Сравнивая воду и пар, как теплоносители, можно отметить следующее:

Основные преимущества воды:

- 1) возможность передачи ее на большие расстояния при небольших потерях теплового потенциала; трубопроводы при подаче воды имеют меньший диаметр;
- 2) сохранение всего конденсата греющего пара на ТЭЦ в водонагревательных установках.

Основные преимущества пара:

- 1) малый удельный вес и незначительные создаваемые гидростатические давления даже при самых неблагоприятных рельефах;
- 2) простота обнаружения и ликвидации аварий в сети (пар всегда выходит на поверхность земли);
- 3) наличие конденсатоотводчиков у калориферов позволяющих регулировать количество подаваемого пара;
- 4) незначительный расход энергии на передачу пара (расход энергии на возврат конденсата значительно меньше, чем на перекачку воды).

Следует отметить, что калориферы, обогреваемые перегретой водой, имеют более высокий коэффициент теплопередачи, чем паровые калориферы, и установка получается более компактной.

Котельная, в которой производится подогрев воды до температуры 130—150°, имеет более простое устройство по сравнению с паровой котельной (отсутствие водоочистительной установки, водяного экономайзера и т. д.). Применение перегретой воды для калориферных установок может быть целесообразным и без наличия ТЭЦ. Однако в СССР пока не выпускаются водогрейные котлы значительной теплопроизводительности, дающие возможность такого подогрева воды. Давление воды при температуре 150° должно быть выше давления, соответствующего температуре кипения, т. е. 5 *ата*.

Огневые калориферы имеют худший коэффициент теплопередачи (от газа к воздуху), чем паровые калориферы. Нагрев воздуха в них осуществляется газами, поступающими от самостоятельной топки, или же для обогрева калорифера используются отходящие газы котельной установки. В последнем случае установка дешевле, так как используется отбросное тепло. Огневые калориферы занимают большую площадь, чем паровые калориферы.

Благодаря большим преимуществам парового калорифера — простоте устройства, компактности, стандартности частей, удобству ремонта — он получил большее распространение.

Правила технической эксплуатации угольных шахт (ПТЭ) предусматривают установку на шахтах паровых калориферов. Однако, по мнению автора, в некоторых случаях допустима установка огневых калориферов, например на шахтах с децентрализованной вентиляцией, т. е. там, где воздух подается в шахту не через одну вертикальную выработку, а через серию вентиляционных шурфов, расположенных на значительном расстоянии друг от друга.

Следует отметить, что за рубежом (США, Англия) в настоящее время применяются крупные агрегаты, воздухонагреватели, а также отопительные агрегаты с самостоятельной топкой и автоматическим управлением для отопления промышленных зданий. Теплопроизводительность их достигает 500 тыс. ккал/ч. На рис. 8 показан такой отопительный агрегат с нефтяной топкой и автоматическим управлением. Наиболее крупные агрегаты предназначены для отопления таких помещений, как ангары для самолетов, сборочные цеха, большие склады. Они изготовляются целиком из стали, а камеры горения — из нержавеющей стали.

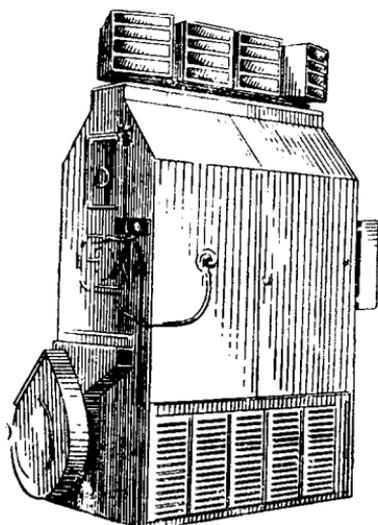


Рис. 8. Отопительный агрегат с нефтяной топкой и автоматическим управлением

В топке агрегата имеется четыре хода. Газы попадают сначала к задней стенке камеры сгорания, затем вверх и возвращаются к фронту топки. Отсюда газы, опускаясь, поступают в трубки экономайзера; проходят первый ряд трубок в направлении от фронта топки к задней стенке и обратно через второй ряд горизонтальных трубок. Продукты сгорания из передней части экономайзера направляются в сборную камеру и оттуда нагнетаются в дымовую трубу небольшим дымососом.

Горелка снабжена электронным реле. При аварии главного вентилятора горелка автоматически перестает работать. Агрегат предохранен также от чрезмерного повышения температуры воздуха, перегрузки электродвигателя и прекращения подачи воздуха.

Элементы теплопередачи

Переход тепла от теплоносителя через металлическую стенку к воздуху в калориферной установке происходит тремя путями: теплопроводностью, непосредственным соприкосновением (конвекция) и излучением.

Переход тепла посредством теплопроводности происходит согласно зависимости

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2) F, \text{ ккал/ч}, \quad (1)$$

где Q — количество тепла, прошедшее через вещество, *ккал/ч*;
 λ — коэффициент теплопроводности материала, т. е. то количество тепла в килокалориях, которое в течение часа передается 1 м^2 поперечного сечения вещества другому сечению вещества, отстоящему на 1 м от первого, при разности температур в 1° , *ккал/м·град·ч*;
 δ — толщина вещества (длина пути распространения тепла в веществе), *м*;
 t_1 — температура вещества в начале слоя, *град*;
 t_2 — температура вещества в конце слоя, *град*;
 F — площадь сечения, *м²*.

Коэффициент теплопроводности имеет наибольшее значение для металлов и наименьшее для употребляемых в технике изоляционных материалов. Малые теплопроводности имеют также газы и пары; среди них водород занимает особое положение, так как он по теплопроводности далеко превосходит остальные газы.

Коэффициент λ зависит также от давления и температуры, а для газовых смесей — и от их состава. Коэффициенты теплопроводности некоторых материалов даны в табл. 2.

Таблица 2

Материал	Средняя температура нагрева, град	Коэффициент теплопроводности, ккал/м град·ч
Сталь	300	40
Железо — чугун	—	50
Медь	300	330
Сажа	300	0,03
Сажа с золой	300	0,03—0,02
Накипь	300	1,0—2,0
Пар водяной	300	0,0315
Воздух	300	0,0361
Шлак	20	0,14
Кирпич красный	300	1,2
Кирпич огнеупорный	600	0,9
То же	1000	1,1

Передача тепла непосредственным соприкосновением подчиняется закону

$$Q = \alpha_c F (t_1 - t_2), \text{ ккал/ч}, \quad (2)$$

где Q — количество переданного тепла, *ккал/ч*;
 α_c — коэффициент теплоотдачи за счет соприкосновения, *ккал/м²·град·ч*.
 t_1 — температура греющей среды, *град*;
 t_2 — температура поверхности стенки, *град*.

С этим способом теплопередачи в калориферной установке приходится встречаться при передаче тепла от теплоносителя (пара или газа) к стенке калорифера и от стенки к воздуху.

Коэффициент теплоотдачи характеризует собой условия теплообмена между жидкостью (газом) и поверхностью твердого тела. Размерность его $\text{ккал}/\text{м}^2\text{град}\cdot\text{ч}$, т. е. его значение равно количеству тепла, переданного в единицу времени (час) через единицу поверхности (м^2) при разности температуры между жидкостью (газом) и поверхностью в 1° .

Исследования показали, что коэффициент теплоотдачи представляет собой сложную функцию, зависящую от большого количества переменных: скорости движения, температуры, теплопроводности, плотности, теплоемкости и др. Поэтому эта величина обычно определяется по формулам, полученным непосредственно из опыта.

Передача тепла радиацией становится существенной лишь при высоких температурах теплоносителя; это может иметь место при нагреве воздуха в огневых калориферах.

Количество тепла Q , которое излучается поверхностью F , вычисляется по уравнению

$$Q = \frac{F \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]}{\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} - \frac{1}{c}}, \text{ ккал/ч}, \quad (3)$$

где Q — излучаемое тепло, ккал/ч ;

F — поверхность, м^2 ;

T_1 — абсолютная температура излучающего тела, град. К;

T_2 — абсолютная температура поглощающего тепло тела, град. К;

c_1 — коэффициент излучения светящегося тела, $\text{ккал}/\text{м}^2\cdot\text{ч} \left(\frac{^\circ\text{K}}{100} \right)^4$;

c_2 — коэффициент излучения поглощающего тепло тела;

c — коэффициент излучения абсолютного черного тела, равный 4,96.

При переходе тепла через плоскую стенку (без учета тепла лучеиспускания) определение количества тепла производится следующим образом (для чистой стенки).

Если толщина однородной стенки δ с коэффициентом теплопроводности λ , температура теплоносителя t_1 , температура теплопринимающей среды t_2 , α_1 и α_2 соответственно коэффициенты теплоотдачи от теплоносителя к стенке (α_1) и от стенки к воспринимающей тепло среде (α_2), то получим

$$Q = kF(t_1 - t_2), \text{ ккал/ч}, \quad (4)$$

где

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (5)$$

называется коэффициентом теплопередачи и выражается $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$. Величина, обратная коэффициенту теплопередачи $R = \frac{1}{k}$, называется термическим сопротивлением теплопередачи.

Для огневого калорифера порядок цифр коэффициентов α_1 и α_2 остается одинаковым, так как в нем тепло переходит от газа к стенке, а затем от стенки к воздуху, а род металла оказывает незначительное влияние на коэффициент теплопередачи; поэтому

$$k \approx \frac{\alpha_1}{2}.$$

При теплопередаче через цилиндрическую стенку трубы длиной l м, с внутренним диаметром d_1 м и внешним d_2 м, коэффициент теплопередачи определится по формуле

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}, \text{ ккал}/\text{м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (6)$$

причем K является линейным коэффициентом теплопередачи (на l м длины трубы).

Расчетные формулы теплопередачи для трубы довольно громоздки, поэтому при практических расчетах применяют упрощения, и при небольшой толщине стенки вместо формулы (6) применяют формулу для плоской стенки (5).

Количество тепла, передаваемого через стенку, можно выразить при переменных значениях температур теплоносителя и нагреваемой среды формулой

$$Q = kF\Delta t = \frac{1}{R} F\Delta t, \text{ ккал}/\text{ч}, \quad (7)$$

где k — коэффициент теплопередачи, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$;

Δt — средний температурный напор, град ;

R — термическое сопротивление теплопередачи, $\text{м}^2 \cdot \text{град} \cdot \text{ч}/\text{ккал}$.

Определение количества потребного тепла для нагрева воздуха в калориферной установке

Часовое количество тепла Q , сообщаемое в калорифере воздуху, определяется исходя из потребной температуры воздуха в стволе шахты и количества воздуха, подаваемого в ствол.

Обозначим:

g — общее количество воздуха, подаваемого в шахту, ($кг/ч$), причем $g = V\gamma$, где V — объем воздуха, подаваемого в ствол при давлении B ($мм рт. ст.$) и температуре t'_B , а γ — удельный вес этого воздуха ($кг/м^3$), при тех же условиях;

g_1 — количество воздуха, проходящего через калорифер, $кг/ч$;

V_1 — объем воздуха, проходящего через калорифер ($м^3/час$), при температуре t'_B и давлении B ($мм рт. ст.$);

t'_B — температура наружного воздуха, $град$;

t''_B — температура подогретого воздуха, $град$;

$t_{см}$ — температура смеси горячего и холодного воздуха в стволе шахты, $град$;

c_p — весовая теплоемкость воздуха при постоянном давлении, $ккал/кг \cdot град$, $c_p = 0,24$ $ккал/кг \cdot град$.

Количество воздуха, подогреваемого в калорифере, определяется по формуле

$$g_1 c_p (t''_B - t_{см}) = (g - g_1) c_p (t_{см} - t'_B),$$

откуда

$$g_1 = \frac{g(t_{см} - t'_B)}{t''_B - t'_B} = V\gamma \frac{t_{см} - t'_B}{t''_B - t'_B}, \quad кг/ч. \quad (8)$$

Тогда часовое количество тепла Q , потребное для нагревания воздуха, определится по формулам:

$$Q = g_1 c_p (t''_B - t'_B) = 0,24 g_1 (t''_B - t'_B), \quad ккал/ч \quad (9)$$

или

$$Q = g c_p (t_{см} - t'_B) = 0,24 g (t_{см} - t'_B), \quad ккал/ч; \quad (9,а)$$

при

$$t_{см} = +2^\circ$$

$$Q = 0,24 g (2 - t'_B), \quad ккал/ч.$$

Значения удельного веса сухого воздуха в зависимости от температуры при давлении 760 $мм рт. ст.$ приведены в табл. 3.

Таблица 3

t°	$\gamma, кг/м^3$						
-50	1,53	-28	1,441	-18	1,385	-8	1,332
-45	1,505	-26	1,430	-16	1,374	-6	1,322
-40	1,482	-24	1,420	-14	1,363	-4	1,312
-35	1,459	-22	1,408	-12	1,353	-2	1,303
-30	1,453	-20	1,396	-10	1,342	0	1,293

t°	$\gamma, \text{кг/м}^3$						
+ 2	1,284	26	1,181	48	1,100	70	1,029
+ 4	1,275	28	1,173	50	1,093	72	1,023
6	1,265	30	1,165	52	1,086	74	1,017
8	1,256	32	1,157	54	1,080	76	1,011
10	1,248	34	1,150	56	1,073	78	1,006
12	1,239	36	1,142	58	1,067	80	1,000
14	1,230	38	1,135	60	1,060	82	0,994
16	1,222	40	1,128	62	1,054	84	0,989
18	1,213	42	1,121	64	1,048	86	0,983
20	1,205	44	1,114	66	1,041	88	0,980
22	1,197	46	1,107	68	1,035	90	0,974
24	1,189						

В случае поступления в калорифер воздуха достаточно влажного, определение количества тепла Q следует производить с учетом затрат тепла на нагрев влаги воздуха по уравнению

$$Q = g_1(J_2 - J_1) \approx g_1 \left(0,24 + 0,47 \frac{d}{1000} \right) (t_b'' - t_b'), \text{ ккал/ч}, \quad (9,6)$$

где J_1 — энтальпия наружного воздуха при температуре t_b' ;

$$J_1 = \left(0,24 + 0,47 \frac{d}{1000} \right) t_b', \text{ ккал/кг};$$

J_2 — энтальпия подогретого воздуха при температуре t_b'' ;

$$J_2 = \left(0,24 + 0,47 \frac{d}{1000} \right) t_b'', \text{ ккал/кг};$$

d — влагосодержание на кг сухого воздуха (г/кг) при данной температуре t_b' и относительной влажности воздуха φ .

Возвращаясь к уравнению (7), выясним способ определения среднего температурного напора Δt теплоносителя и воздуха.

Теплоноситель охлаждается в калорифере в пределах от температуры поступления его в калорифер t_{τ}' до температуры выхода из него t_{τ}'' , в то время как воздух подогревается от температуры t_b' до t_b'' .

Характер изменения температур теплоносителя и воздуха зависит от схемы их движения, а также от отношения

$$\frac{t_{\tau}' - t_{\tau}''}{t_b'' - t_b'} = \frac{\Delta t_{\tau}}{\Delta t_b}.$$

В зависимости от того, какая принята схема движения — противотоком или параллельным током при Δt_{τ} больше или меньше, чем Δt_b , изменения температуры вдоль поверхности

нагрева представляются четырьмя кривыми, показанными на рис. 9. Из этих кривых видно, что при противотоке температура воздуха может быть получена выше конечной температуры теплоносителя. Таким образом, при одной и той же начальной температуре при противотоке воздух можно нагреть до температуры более высокой, чем при параллельном токе, поэтому в этом случае поверхность нагрева калорифера может быть меньше.

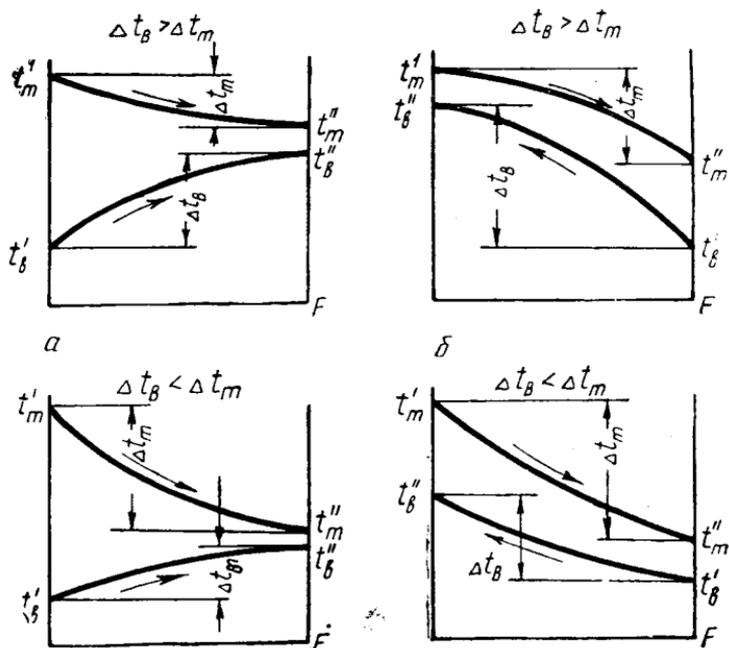


Рис. 9. Характер изменения температур теплоносителя и воздуха:

a — при прямотоке; *б* — при противотоке

В том случае, когда температура теплоносителя во время обогрева не изменяется, средний температурный напор будет иметь одно и то же значение, независимо от схемы движения. Этот случай имеет место в паровых калориферах, когда при конденсации пара температура его не изменяется.

Средний температурный напор при прямотоке определяется следующим образом. Количество тепла, передаваемого в час от теплоносителя к воздуху через элемент поверхности dF (рис. 10), определяется уравнением

$$dQ = k(t_{\tau} - t_{\text{в}})_x dF, \text{ ккал/ч.} \quad (10)$$

При этом температура теплоносителя понизится на dt_{τ} , а воздуха повысится на $dt_{\text{в}}$.

Поэтому

$$dQ = -g_{\tau} c_{p_{\tau}} dt_{\tau} = g_{\text{в}} c_{p_{\text{в}}} dt_{\text{в}},$$

откуда

$$dt_{\text{в}} = \frac{dQ}{g_{\text{в}}c_{\text{пв}}} \text{ и } dt_{\text{т}} = -\frac{dQ}{g_{\text{т}}c_{\text{пт}}}.$$

Изменение температурного напора при этом будет

$$dt_{\text{т}} - dt_{\text{в}} = d(t_{\text{т}} - t_{\text{в}}) = -\left(\frac{1}{g_{\text{т}}c_{\text{пт}}} + \frac{1}{g_{\text{в}}c_{\text{пв}}}\right)dQ = -adQ, \quad (11)$$

где

$$a = \frac{1}{g_{\text{т}}c_{\text{пт}}} + \frac{1}{g_{\text{в}}c_{\text{пв}}}.$$

Подставляя в уравнение (11) значение dQ из уравнения (10), имеем

$$d(t_{\text{т}} - t_{\text{в}}) = -ak(t_{\text{т}} - t_{\text{в}})_x dF.$$

Обозначим $(t_{\text{т}} - t_{\text{в}})_x$ через Δt_x и, разделяя переменные, получим

$$\frac{d(\Delta t)}{\Delta t_x} = -akdF. \quad (12)$$

Полагая a и k постоянными и проинтегрировав уравнение (12), получим

$$\int_{\Delta t'}^{\Delta t_x} \frac{d(\Delta t)}{\Delta t_x} = -ak \int_0^F dF,$$

где $\Delta t'$ — разность температур в начале поверхности нагрева или

$$\ln \frac{\Delta t_x}{\Delta t'} = -akF; \quad (13)$$

отсюда

$$\Delta t_x = \Delta t' e^{-akF}, \quad (14)$$

т. е. температурный напор вдоль поверхности нагрева изменяется по закону показательной функции и

$$\Delta t = \frac{1}{F} \int_0^F \Delta t_x dF = \frac{\Delta t'}{F} \int_0^F e^{-akF} dF = \frac{\Delta t'}{akF} [e^{-akF} - 1]. \quad (15)$$

Подставляя в это уравнение значения akF и e^{-akF} из уравнений (13) и (14) и зная, что в конце поверхности нагрева $\Delta t_x = \Delta t''$, получим

$$\Delta t = \frac{\Delta t'' - \Delta t'}{\ln \frac{\Delta t''}{\Delta t'}} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}},$$

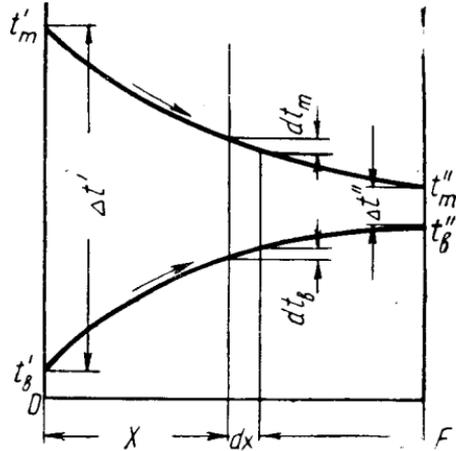


Рис. 10. К выводу формулы среднего температурного напора

или

$$\Delta t = \frac{(t_{\Gamma}' - t_{\text{B}}') - (t_{\Gamma}'' - t_{\text{B}}'')}{\ln \frac{t_{\Gamma}' - t_{\text{B}}'}{t_{\Gamma}'' - t_{\text{B}}''}}. \quad (16)$$

Это значение температурного напора называется среднелогарифмическим.

Формула для Δt при противотоке может быть получена аналогичным образом, при этом нужно учесть, что

$$a = \left(\frac{1}{g_{\Gamma} c_{\rho_{\Gamma}}} - \frac{1}{g_{\text{B}} c_{\rho_{\text{B}}}} \right).$$

Окончательное выражение для Δt в этом случае будет

$$\Delta t = \frac{(t_{\Gamma}' - t_{\text{B}}'') - (t_{\Gamma}'' - t_{\text{B}}')}{\ln \frac{t_{\Gamma}' - t_{\text{B}}''}{t_{\Gamma}'' - t_{\text{B}}'}}. \quad (17)$$

Обе формулы можно свести в одну. Обозначая через Δt_{H} наибольшую разность температур, а Δt_{K} — наименьшую разность температур между обеими средами, получим

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{K}} - \Delta t_{\text{H}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{K}}}{\Delta t_{\text{H}}}} = \frac{\Delta t_{\text{H}} - \Delta t_{\text{K}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{H}}}{\Delta t_{\text{K}}}}. \quad (18)$$

На рис. 11 приведен график для определения $\ln \frac{\Delta t_{\text{H}}}{\Delta t_{\text{K}}}$ при различных значениях $\frac{\Delta t_{\text{H}}}{\Delta t_{\text{K}}}$.

Необходимо отметить, что вышеприведенное значение Δt было получено при условии, когда a и k оставались постоянными. Это значит, что расход и средняя теплоемкость, а также коэффициент теплопередачи вдоль поверхности нагрева оставались неизменными.

Хотя для расчета калорифера эти условия выполняются приближенно, но полученное значение Δt достаточно точно.

Если температура теплоносителя и воздуха вдоль поверхности нагрева изменяется незначительно, то средний температурный напор можно вычислить как среднее арифметическое из крайних напоров Δt_{H} и Δt_{K}

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{H}} + \Delta t_{\text{K}}}{2} = \frac{(t_{\Gamma}' - t_{\text{B}}') + (t_{\Gamma}'' - t_{\text{B}}'')}{2} = \frac{t_{\Gamma}' + t_{\Gamma}''}{2} - \frac{t_{\text{B}}' + t_{\text{B}}''}{2}. \quad (19)$$

Значение среднеарифметического температурного напора всегда больше логарифмического. Если отношение $\frac{\Delta t_{\text{H}}}{\Delta t_{\text{K}}} > 2$, то следует пользоваться уравнением для среднелогарифмического напора; если же $\frac{\Delta t_{\text{H}}}{\Delta t_{\text{K}}} < 2$, то результаты, полученные по формулам (18) и (19), отличаются друг от друга меньше, чем на 4%;

поэтому в данном случае следует пользоваться среднеарифметическим выражением для температурного напора.

Строго говоря, в калориферах направление потоков теплоносителя и воздуха чаще всего бывает перекрестным, а поэтому ни уравнение (18), ни уравнение (19) для точного определения Δt не пригодны.

Необходимо отметить, что выводы формул для Δt в этих случаях отличаются сложностью математических выкладок. Поэтому для наиболее часто встречающихся случаев результаты решения приводятся в графиках [28]. Коэффициент теплопередачи обычно определяется для каждого типа парового калорифера экспериментально. При таких испытаниях в СССР при подсчете k пользуются пока арифметическим или среднелогарифмическим температурным напором, поэтому при расчете калориферов следует Δt принимать по уравнениям (18) и (19).

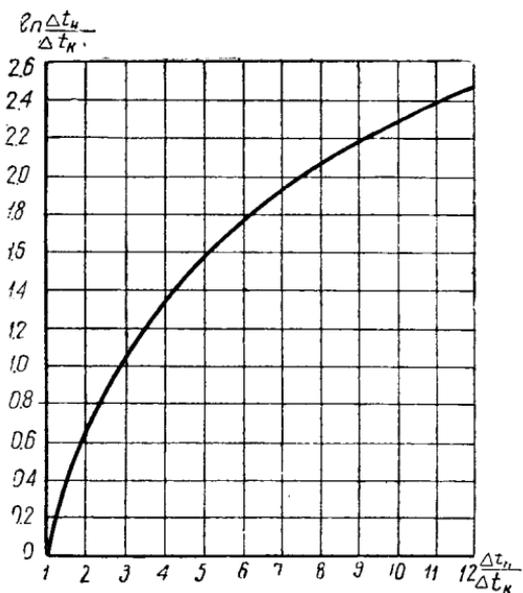


Рис. 11. График определения $\ln \frac{\Delta t_n}{\Delta t_k}$ при различных значениях $\frac{\Delta t_n}{\Delta t_k}$

Для подсчета среднего температурного напора по формуле (18) можно воспользоваться табл. 4.

Таблица 4

$\frac{\Delta t_k}{\Delta t_n}$	α	$\frac{\Delta t_k}{\Delta t_n}$	α	$\frac{\Delta t_k}{\Delta t_n}$	α
0,0025	0,166	0,13	0,430	0,35	0,624
0,005	0,188	0,14	0,440	0,40	0,658
0,01	0,215	0,15	0,451	0,45	0,693
0,02	0,251	0,16	0,461	0,50	0,724
0,03	0,277	0,17	0,466	0,55	0,756
0,04	0,298	0,18	0,478	0,60	0,786
0,05	0,317	0,19	0,489	0,65	0,815
0,06	0,335	0,20	0,500	0,70	0,843
0,07	0,352	0,21	0,509	0,75	0,872
0,08	0,368	0,22	0,518	0,80	0,897
0,09	0,378	0,23	0,526	0,85	0,921
0,10	0,391	0,24	0,535	0,90	0,953
0,11	0,405	0,25	0,544	0,95	0,982
0,12	0,418	0,30	0,583	1,0	1,0

Для получения Δt необходимо полученное по табл. 4 значение α для данного отношения $\frac{\Delta t_k}{\Delta t_n}$ умножить на Δt_n , т. е.

$$\Delta t = \alpha \Delta t_n.$$

Пример. Положим, что калорифер нагревается паром с температурой $t'_T = 119^\circ$ при давлении 1 *ати*, выходящим из калорифера в виде конденсата с температурой $t''_T = 105^\circ$, причем воздух нагревается от температуры $t'_B = -20^\circ$ до температуры $t''_B = 80^\circ$.

Следовательно, начальная и конечная разности температур равны:

$$\Delta t_n = t'_T - t'_B = 119 - (-20) = 139^\circ;$$

$$\Delta t_k = t''_T - t''_B = 105 - 80 = 25^\circ;$$

так как $\frac{139}{25} > 2$, то следует воспользоваться уравнением (18)

$$\Delta t = \frac{\Delta t_n - \Delta t_k}{2,3 \lg \frac{\Delta t_n}{\Delta t_k}} = \alpha \Delta t_n.$$

$$\frac{\Delta t_k}{\Delta t_n} = \frac{25}{139} = 0,18 \text{ и } \alpha = 0,478 \text{ (по табл. 4);}$$

следовательно,

$$\Delta t = 0,478 \cdot 139 = 66,5^\circ.$$

Искомый средний температурный напор, определенный по уравнению (19), будет

$$\Delta t = \frac{119 + 105}{2} - \frac{80 - 20}{2} = 82^\circ.$$

В этом случае разница в подсчете значительная.

Если же принять для пара $t'_T = 110^\circ$ при давлении 0,5 *ати* и $t''_T = 105^\circ$, а для воздуха $t'_B = 0$ и $t''_B = 40^\circ$, то

$$\Delta t_n = t'_T - t'_B = 110 - 0 = 110^\circ;$$

$$\Delta t_k = t''_T - t''_B = 105 - 40 = 65^\circ.$$

Так как $\frac{110}{65} < 2$, то по уравнению (19)

$$\Delta t = \frac{110 + 105}{2} - \frac{0 + 40}{2} = 87,5^\circ.$$

Пользуясь уравнением (18), получим

$$\Delta t = \frac{110 - 65}{\ln \frac{110}{65}} = \frac{45}{0,524} = 86^\circ,$$

т. е. незначительную разницу в подсчетах.

Температура пара определяется следующим образом: в работающей калориферной установке температуру пара, поступающего в нагреватель, легко измерить или, зная давление пара, определить по таблицам для сухого насыщенного пара.

Легко также измерить действительную температуру конденсата, выходящего из калорифера. При проектировании калориферной установки обычно считают, что конденсат выходит из калорифера при температуре, соответствующей давлению поступающего в калорифер пара. В этом случае считают, что в калорифере используется лишь теплота парообразования и $t'_T = t''_T$. Температура пара в калорифере t'_T при давлении пара перед калорифером p *ати* может быть взята из табл. 5.

Таблица 5

Давление <i>ати</i>	p , 0,1	0,2	0,25	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,50	2,00	2,5
Температура t'_T	101,8	104,2	105,0	108,7	110,0	112,7	116,3	119,6	126,7	132,9	138,2
Давление <i>ати</i>	p , 3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0
Температура t'_T	142,9	147,2	151,1	154,6	158,0	161,1	164,2	166,8	169,6	172,0	174,5

В действительности температура конденсата будет ниже температуры пара, поступающего в калорифер. Проф. Аше принимает $t''_T = 0,8t'_T$.

Температуру конденсата можно определить при проектировании, задаваясь противодавлением у конденсационного горшка p_2 , и по этому давлению из табл. 5 найти t''_T . В расчетах можно принимать $p_2 = 0,1$ *ати*.

Паровые калориферы

Паровые калориферы, изготавливаемые в СССР, можно разбить на две группы: 1) калориферы, изготавливаемые заводским способом, и 2) калориферы, изготавливаемые в мастерских.

К первой группе относятся калориферы с пластинчатым, плавниковым, ленточным, зубчатым, игольчатым и проволочным оребрением.

Из всех этих типов наиболее широко распространен на шахтах пластинчатый калорифер. Причина в том, что он применяется уже долгое время и зарекомендовал себя в работе, в то время как другие типы калориферов заводского изготовления стали применяться сравнительно недавно, между тем по качеству они не уступают пластинчатым калориферам и с успехом могут применяться наравне с ними.

К калориферам предъявляется ряд теплотехнических, аэродинамических, эксплуатационных, технологических и экономических требований:

1. Коэффициент теплопередачи должен быть максимальным и не изменяться во время эксплуатации.

2. Сопротивление калорифера проходу воздуха должно быть минимальным.

№	Схема соединения
1	
2	
3	
4	
5	
6	
7	
8	
9	
10	
11	
12	

Рис. 12. Схемы включений секций пластинчатого калорифера

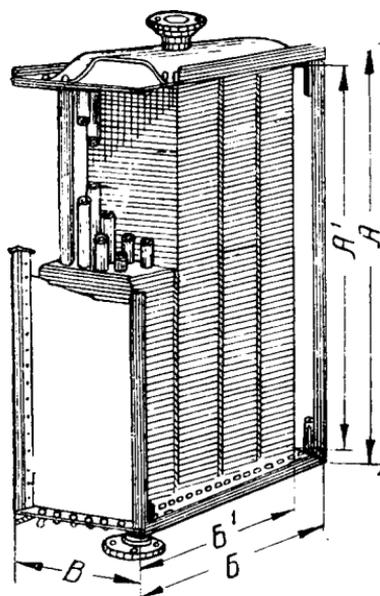


Рис. 13. Пластинчатый калорифер

3. Ребра калориферов должны плотно соприкасаться со стенками каналов (трубок) теплоносителя; этот контакт не должен нарушаться в период эксплуатации.

4. Конструкция калориферов должна предусматривать возможно малую трудоемкость изготовления, широкое применение средств механизации и автоматизации и организацию поточного производства.

5. Размеры калориферов, затраты стали и цинка на единицу теплоотдающей поверхности должны быть возможно меньшими.

6. Стоимость подогрева воздуха и самих калориферов должна быть минимальной.

7. Внешние, а по возможности и внутренние, поверхности калориферов должны быть защищены от коррозии, доступны для очистки от пыли и загрязнений.

Схемы включения секций калорифера представлены на рис. 12.

Пластинчатые калориферы. Отдельная секция такого калорифера представлена на рис. 13.

Как указано выше, калориферы этого типа широко применяются при обогревании стволов шахт.

В секцию входит компактный набор элементов, состоящий из трубок с надетыми на них тонкими квадратными пластинами из оцинкованного железа. Трубки с обоих концов ввальцованы в железные решетки, представляющие собой одну из стенок паровой и конденсационной коробок. Коробки выполняются из железа или чугуна и прикрепляются к решеткам болтами. Коробки снабжены штуцерами с фланцами для подвода пара и отвода конденсата.

Пар протекает по трубкам калорифера от коробки к коробке, а воздух омывает трубки с надетыми на них пластинками снаружи. Пластинки обычно надеты через каждые 6 мм и припаяны погружением в расплавленный цинк. Толщина пластинок около 1 мм, трубки газовые, пучки труб в калорифере устанавливаются в коридорном порядке. Входной штуцер для пара имеет больший диаметр, чем выходной. Такие калориферы по ГОСТ В-1814—42 (отмененному в 1949 г.) производились в СССР свыше 30 лет.

Секция, состоящая из ряда элементов, снабжается каркасом из уголкового железа. Секции легко могут быть соединены вместе для образования калорифера с требуемой поверхностью нагрева. Соединение может быть параллельное, последовательное и смешанное. При параллельном соединении увеличивается пропускная способность агрегата, а при последовательном — температура и сопротивление.

Калориферы отличаются друг от друга размером B (см. рис. 13) в направлении движения воздуха, т. е. глубиной калорифера, и носят название большой, средней и малой моделей.

Малая модель (М) (см. рис. 14) имеет два ряда труб по ходу воздуха, средняя (С) — три ряда и большая (Б) — четыре. В зависимости от количества секций и их высоты каждая модель калориферов имеет шесть номеров. В табл. 6 приведены основные данные калориферов. Пластины калориферов имеют «воротнички»

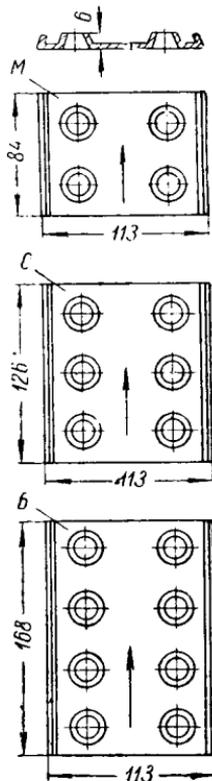


Рис. 14. Построение моделей калориферов по ГОСТ В-1814-42:

M — пластина калорифера малой модели;
 C — пластина калорифера средней модели;
 B — пластина калорифера большой модели (стрелками показано направление движения воздуха)

и отгибы по краям. Воротнички касаются труб, а отгибы служат для соблюдения равномерного шага. Основным недостатком этих калориферов является отсутствие надлежащего контакта между трубами и воротничками пластин. Как показал опыт, коэффициенты теплопередачи одной и той же модели крайне неустойчивы и в зависимости от качества изготовления и оцинковки могут колебаться в пределах $\pm 25-30\%$.

Таблица 6

Конструктивные данные и технические характеристики калориферов

Модель и № калорифера	Размеры, мм (по рис. 13)					Число секций	Число пластин в секции	Общее число труб	Условный проход пагрубов, мм	Поверхность нагрева, м ²	Теплопринимающая поверхность, м ²	Живое сечение для прохода воздуха, м ²	Живое сечение для прохода теплоносителя, м ²	Ориентировочный вес калорифера, кг
	А	Б	В	А ₁	Б ₁									
М 1	734	309	260	648	237	2	107	8	25	4,1	0,25	0,08	0,0016	65
М 2	932	427	260	846	355	3	140	12	38	8,1	0,50	0,15	0,0023	103
М 3	932	545	260	846	473	4	140	16	38	10,8	0,67	0,20	0,0031	134
М 4	1232	545	260	1146	473	4	190	16	38	14,6	0,90	0,27	0,0031	163
М 5	1232	663	260	1146	591	5	190	20	50	18,3	1,13	0,34	0,0039	197
М 6	1232	781	260	1146	709	6	190	24	50	21,9	1,36	0,41	0,0047	230
С 1	734	309	302	648	237	2	107	12	32	6,2	0,38	0,08	0,0023	84
С 2	932	427	302	846	355	3	140	18	38	12,1	0,75	0,15	0,0035	137
С 3	932	545	302	846	473	4	140	24	38	16,2	1,00	0,20	0,0047	179
С 4	1232	545	302	1146	473	4	190	24	50	21,9	1,36	0,27	0,0047	220
С 5	1232	663	302	1146	591	5	190	30	50	27,4	1,69	0,34	0,0058	268
С 6	1232	781	302	1146	709	6	190	36	65	32,9	2,04	0,41	0,0070	316
Б 1	734	309	344	648	237	2	107	16	38	8,2	0,51	0,08	0,0031	102
Б 2	932	427	344	845	355	3	140	24	38	16,2	1,00	0,15	0,0047	169
Б 3	932	545	344	845	473	4	140	32	50	21,6	1,34	0,20	0,0062	221
Б 4	1232	545	344	1146	473	4	190	32	50	29,3	1,81	0,27	0,0062	274
Б 5	1232	663	344	1146	591	5	190	40	65	36,6	2,26	0,34	0,0078	337
Б 6	1232	781	344	1146	709	6	190	48	65	43,9	2,72	0,41	0,0093	395

Облегченные пластинчатые калориферы ОГ изготавливаются заводом «Сантехника». По конструкции они аналогичны калориферам, изготовлявшимся по ГОСТ В-1814—42, но имеют меньший вес. Снижение веса достигнуто за счет уменьшения шага пластин с 6,0 до 5,5 мм и применения для изготовления трубных решеток, крышек и уголков металла меньшей толщины. Вследствие уменьшения шага пластин уменьшилось и живое сечение для прохода воздуха. Недостатки калориферов ГОСТ В-1814—42 присущи и калориферам ОГ.

Облегченные пластинчатые калориферы ГСТМ сконструированы Проектно-конструкторской конторой Главсантехмонтажа

6. Министерства строительства СССР. Эти калориферы выполнены из листовой стали толщиной 0,41 мм и цельнотянутых труб диаметром 21 мм с толщиной стенок 1,5—2,0 мм. Преимущества этих калориферов по сравнению с калориферами ГОСТ В-1814—42:

- 1) крышки калориферов приварены и приболчены к решеткам;
- 2) уголки не привариваются к трубной решетке, а образуются путем штамповки (отгибания) ее краев;
- 3) значительно уменьшена толщина трубных решеток и крышек;
- 4) в 2,5 раза сокращен расход металла на 1 м² поверхности нагрева.

Все калориферы изготовляются с двумя рядами труб.

Каждый вид калориферов обозначается цифрой, буквой и цифрой. Здесь первая цифра характеризует серию и показывает ширину фронтального сечения калорифера в дециметрах, буква указывает на модель калорифера; последняя цифра — номер калорифера — означает высоту фронтального сечения калорифера в дециметрах. Например, ГСТМ модели 5Б10.

Модели калорифера различаются по шагу пластин: у модели Б шаг 3,5 мм, у С — 4,0 мм, у М — 5 мм. Толщина пластин калориферов $0,57 \pm 0,06$ мм, наружный диаметр трубок 21,25 мм.

Калориферы подвергаются оцинковке горячим способом.

Калориферы с плотной насадкой пластин конструкции Всесоюзного научно-исследовательского института санитарного оборудования (ВНИИСТО). В этих калориферах плотность контакта между трубами и пластинами оребрения создается следующим образом (рис. 15). Пластины изготовляются с кольцевыми канавками, которые расположены вокруг отверстий для труб. Между пластинками 2 укладываются стальные разъемные прокладки 3 толщиной 4 мм. Набранные, таким образом, пакеты из 3—4 пластин и соответствующего количества прокладок подаются на пресс или молот, где под давлением пакеты последовательно насаживаются на трубы 1. Кольцевые канавки при этом выпрямляются и пластины плотно охватывают трубы. Разъемные прокладки после насадки ряда пакетов удаляются. Пластины имеют размеры $150 \times 50 \times 1$ мм и насаживаются на три параллельные трубы с наружным диаметром 21,25 мм и толщиной стенок 2,75 мм.

Такие калориферы выпускались двух моделей: малой — ПНМ, имеющей два ряда труб и пластин по движению воздуха, и боль-

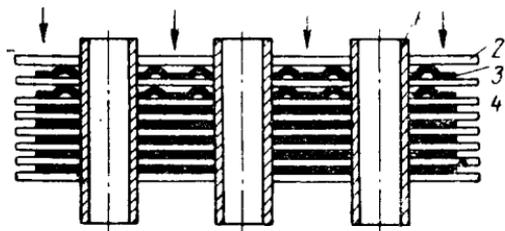


Рис. 15. Схема плотной насадки калориферов ВНИИСТО

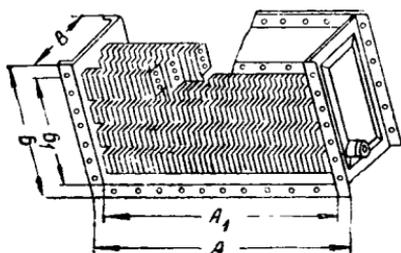
шой — ПНБ, имеющей три ряда; калориферы ПНМ и ПНБ весят на 35—40% меньше калориферов по ГОСТ В-1814—42.

Тем не менее вес единицы поверхности нагрева этих калориферов слишком велик (из-за применения повышенной толщины пластин), а изготовление трудоемкое.

В табл. 7 приведены конструктивные размеры и технические характеристики этих калориферов, на рис. 16 показаны конструктивные размеры.

В 1954 г. утвержден со сроком введения 1/1 1956 г. ГОСТ 7201—54 на стальные пластинчатые калориферы, который предусматривает изготовление калориферов четырех моделей: самая малая (СМ), малая (М), средняя (С) и большая (Б).

Рис. 16. Конструктивные размеры калориферов ВНИИСТО (к табл. 7)



готовление калориферов четырех моделей: самая малая (СМ), малая (М), средняя (С) и большая (Б).

Таблица 7

Технические характеристики и конструктивные размеры калориферов ВНИИСТО

Условное обозначение калориферов	Размеры, мм					Число секций	Число пластин в секции	Число пластин в калорифере	Условный диаметр прохода трубок, мм	Поверхность нагрева, м ²	Живое сечение для прохода воздуха, м ²	Живое сечение для прохода теплоносителя, м ²	Вес, кг
	A	B	B ₁	A ₁	A								
ПНБ-1	670	532	235	600	470	9	119	1071	1 1/2	15,8	0,135	0,00526	120
ПНБ-2	970	532	235	900	470	9	179	1611	2	23,6	0,20	0,00526	172
ПНБ-3	1270	532	235	1200	470	9	239	2151	2 1/2	31,4	0,27	0,00526	217
ПНБ-4	670	844	235	600	782	15	119	1785	2 1/2	26,3	0,22	0,00877	200
ПНБ-5	970	844	235	900	782	15	179	2635	2 1/2	39,2	0,34	0,00877	284
ПНБ-6	1270	844	235	1200	782	15	239	3585	2 1/2	52,2	0,45	0,00877	367
ПНМ-1	670	532	185	600	470	6	119	714	1 1/2	10,5	0,135	0,00351	82
ПНМ-2	970	532	185	900	470	6	179	1074	1 1/2	15,7	0,20	0,00351	117
ПНМ-3	1270	532	185	1200	470	6	239	1404	1 1/2	20,9	0,27	0,00351	152
ПНМ-4	670	844	185	600	782	10	119	1190	1 1/2	17,5	0,22	0,00585	134
ПНМ-5	970	844	185	900	782	10	179	1790	2 1/2	26,1	0,34	0,00585	191
ПНМ-6	1270	844	185	1200	782	10	239	2390	2 1/2	34,8	0,45	0,00585	248

Величина отношения теплоотдающей поверхности к живому сечению для прохода воздуха должна быть:

в калориферах СМ	в пределах . . .	30—40
"	"	46—60
"	"	61—90
"	"	91—125

Калориферы каждой модели делятся на 14 марок, обозначающих порядковыми номерами, начиная с единицы (табл. 8).

Таблица 8

Марка калорифера	Присоединительные размеры, мм (рис. 17)			
	A ₁	B ₁	A ₂	B ₂
1	450	390	610	290
2	600	390	760	290
3	600	510	780	390
4	750	510	930	390
5	750	640	930	520
6	900	640	1080	520
7	900	760	1100	630
8	1050	760	1250	630
9	1050	880	1250	750
10	1200	880	1400	750
11	1200	1010	1420	870
12	1350	1010	1570	870
13	1350	1130	1570	990
14	1500	1130	1720	990

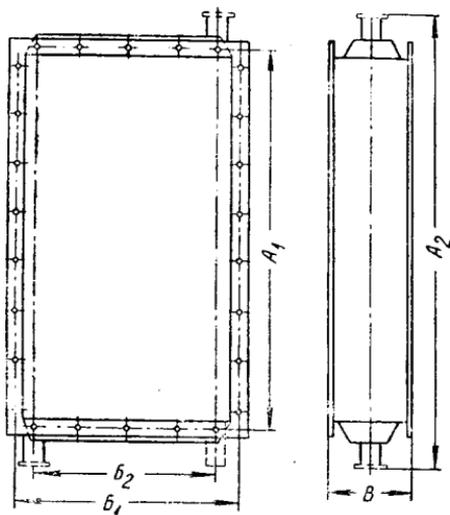


Рис. 17. Конструктивные размеры калориферов ГОСТ 7201—54

Таблица 9

Калориферы пластинчатые по ГОСТ 7201—54

Условное обозначение калориферов	Размеры, мм					Диаметр патрубков, дюймы	Число болтов		Количество патрубков	Теплоотдающая поверхность F _к , м ²	Живое сечение для прохода воздуха F _ж , м ²	Живое сечение для прохода теплоносителя, м ²	Вес калориферов (кг) с пластиной толщиной, мм	
	A	A ₁	B	B ₁	B ₂		n ₁	n ₂					0,5	1,0
	КФС-2	560	600	360	390		290	1 1/4					6	5
КФС-3	560	600	480	510	390	1 1/2	6	6	24	13,2	0,154	0,0061	59,1	69,1
КФС-4	710	750	480	510	390	1 1/2	7	6	24	16,7	0,195	0,0061	70,5	101,0
КФС-5	710	750	600	640	520	2	7	7	30	20,9	0,244	0,0076	87,4	125,0
КФС-6	860	900	600	640	520	2	8	7	30	25,3	0,295	0,0076	101,5	147,7
КФС-7	860	900	720	750	630	2 1/2	8	8	36	30,4	0,354	0,0092	123,1	178,5
КФС-8	1010	1050	720	750	630	2 1/2	9	8	36	35,7	0,416	0,0092	139,7	204,9
КФС-9	1010	1050	840	880	750	2 1/2	9	9	42	41,6	0,486	0,0107	160,6	236,8
КФС-10	1160	1200	840	880	750	2 1/2	11	9	42	47,8	0,558	0,0107	170,7	266,7
КФС-11	1160	1200	960	1010	870	3	11	10	48	54,6	0,638	0,0122	205,6	305,6
КФБ-2	560	600	360	390	290	1 1/2	6	5	24	12,7	0,115	0,0062	57,2	80,2
КФБ-3	560	600	480	510	390	2	6	6	32	16,9	0,154	0,0082	74,0	104,7
КФБ-4	710	750	480	510	390	2	7	6	32	21,4	0,195	0,0082	88,5	127,4
КФБ-5	710	750	600	640	520	2	7	7	40	26,8	0,244	0,0102	103,4	152,1
КФБ-6	810	900	600	640	520	2	8	7	40	32,4	0,295	0,0102	127,3	186,9
КФБ-7	860	900	720	760	630	2 1/2	8	8	48	38,9	0,354	0,0122	154,0	225,0
КФБ-8	1010	1050	720	760	630	2 1/2	10	8	48	45,7	0,415	0,0122	175,2	258,4
КФБ-9	1010	1050	840	880	750	3	10	9	56	53,3	0,485	0,0140	202,0	299,1
КФБ-10	1160	1200	840	880	750	3	11	9	56	61,2	0,558	0,0140	226,5	338,1
КФБ-11	1160	1200	960	1010	870	3	11	10	64	69,9	0,638	0,0163	338,1	386,4

Глубина В калориферов в зависимости от конструкции — 120, 160, 200 и 240 мм.

В табл. 9 приведены конструктивные размеры и технические характеристики пластинчатых калориферов, изготавливаемых по

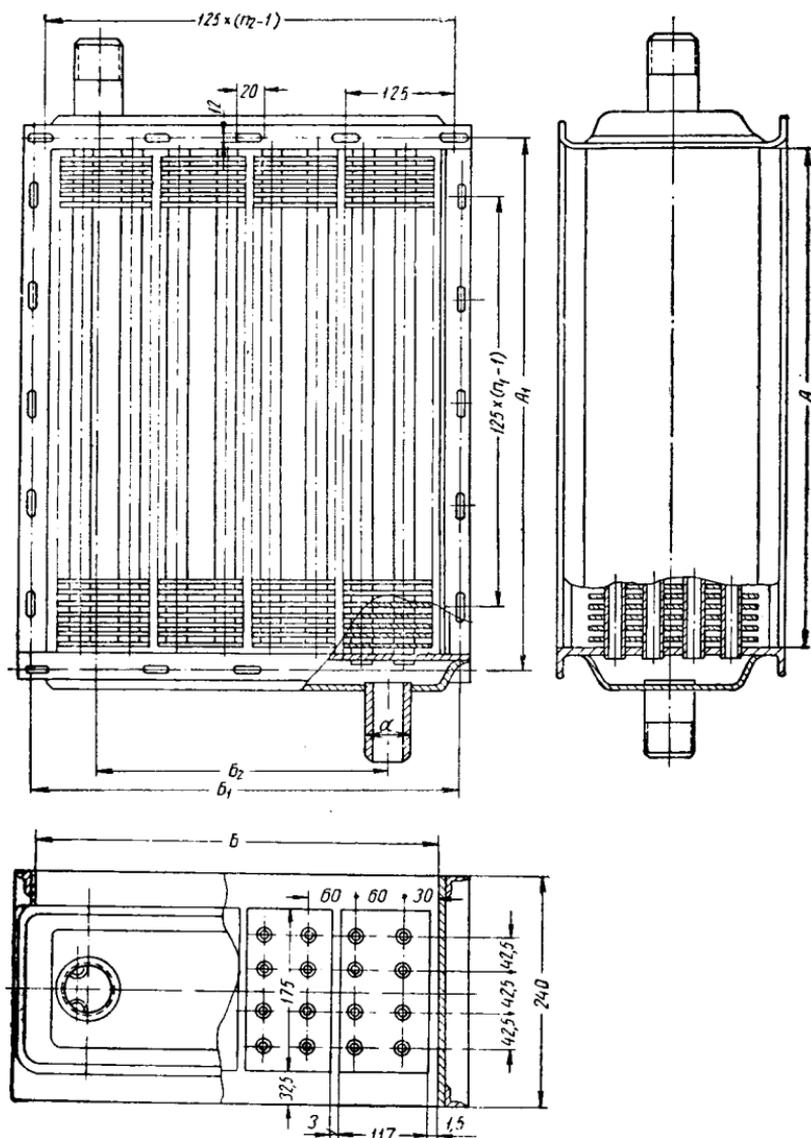


Рис. 18. Калорифер КФБ

ГОСТ 7201—54 заводом «Сантехника» (Москва) для моделей средней КФС и большой КФБ, а на рис. 18 размеры калорифера КФБ. Калориферы КФ по ГОСТ 7201—54 изготавливаются также Харьковским заводом отопительно-вентиляционного оборудования.

Спирально-ребристые калориферы состоят из газовых или цельнотянутых труб, оребренных навитой на них стальной лентой или лентой из цветного металла (рис. 19).

Диаметр труб 2—2½". Лента, навиваемая на трубу, имеет ширину 20—25 мм и толщину 1—1,5 мм. Шаг навивки 7—10 мм. Ленты приварены концами к трубке и на всем протяжении между приварками прижимаются к трубке только силой натяжения при намотке. Контакт между трубкой и лентой не надежен, так как на ленте образуются складки. Целесообразно поэтому производить

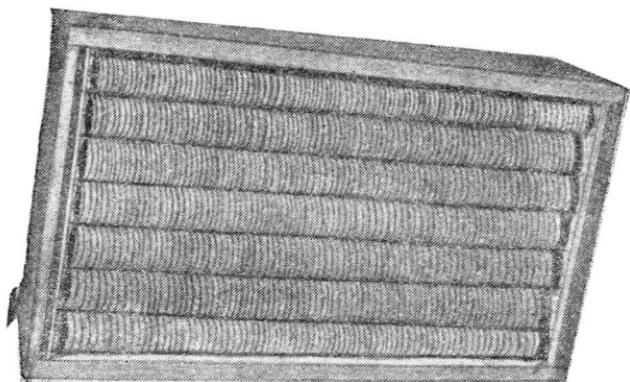


Рис. 19. Спирально-ребристый калорифер

оцинковку. Иногда ленту перед навивкой разогревают электрическим током до температуры 600—700° и в нагретом состоянии навивают; контакт при этом гораздо плотнее и складок почти не образуется. Трубы располагаются в трубных досках рядами или в шахматном порядке и перекрываются коробками со штуцерами для подвода и отвода теплоносителя.

Наибольшее распространение получили двадцатитрубные спирально-ребристые калориферы с шахматным расположением труб в три ряда: в среднем ряду 6, а в крайних рядах по 7 труб.

В табл. 10 даны размеры спирально-ребристых калориферов.

Таблица 10

Спирально-ребристые калориферы завода „Строймеханизация“

Модель	Размеры калориферов					Число трубок калориферов	Число витков ленты в одной трубе	Размеры ленты, мм
	А	Б	В	А ₁	Б ₁			
КБ-4	1070	835	350	1000	760	20	110	20 × 1
КБ-5	1270	835	350	1200	760	20	130	20 × 1

Универсальные элементы калориферов

КУ-1	540	296	198	500	296	6	55	20 × 1
КУ-2	790	296	198	750	296	6	82	20 × 1
КУ-3	1040	296	198	1000	296	6	110	20 × 1

Модель	Диаметр трубок в калорифере, мм		Поверхность нагрева, м ²	Вес калорифера, кг	Живое сечение прохода воздуха, м ²		Живое сечение для прохода теплоносителя	Шаг навивки
	наружный	внутренний			при двух рядах трубок	при трех рядах трубок		
КБ-4	51	46,5	27,5	243	—	0,241	0,034	9
КБ-5	51	46,5	33,2	279	—	0,289	0,034	9
Универсальные элементы калориферов								
КУ-1	51	46,5	4,09	40,2	0,056	0,037	0,0102	9
КУ-2	51	46,5	6,12	47,5	0,084	0,056	0,0102	9
КУ-3	51	46,5	8,18	55,0	0,112	0,075	0,0102	9

Завод «Строймеханизация» изготавливает универсальные элементы, состоящие из 6 труб длиной 1000, 750 и 500 мм, расположенных в два ряда. Такие элементы, без облицовочных листов, можно устанавливать в различном положении и с любым количеством рядов оребренных труб по направлению прохода воздуха, как это видно на рис. 20.

На рис. 21, а приведены чертеж и размеры оребренных стальных калориферов КФСО (средней модели), а на рис. 21, б — чер-

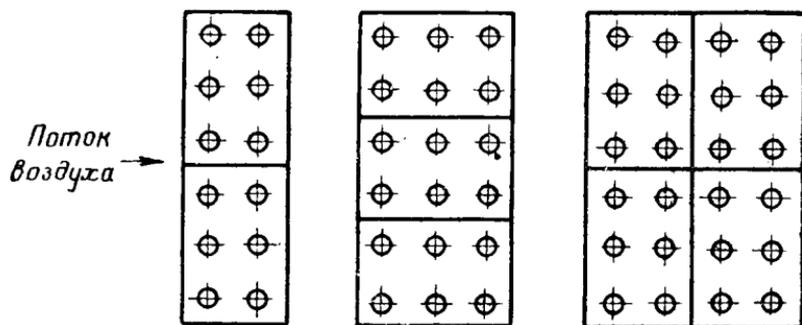


Рис. 20. Схемы включений универсальных элементов завода «Строймеханизация»

теж и размеры калориферов КФБО (большой модели), изготавливаемых Харьковским заводом отопительно-вентиляционного оборудования.

В табл. 11 даны технические характеристики и конструктивные размеры этих калориферов.

Лепестковый калорифер. Конструкция лепесткового калорифера разработана инж. Я. В. Кравцовым. Теплоотдающей поверхностью нагрева лепесткового калорифера являются ребристые трубочки овального сечения, гофрированные по краям и состоящие из двух сваренных между собой штампованных пластинок. Сварка выполняется на шовных электросварочных машинах. Каналы трубочек у многоканальных калориферов к концам

Калориферы стальные оребренные
(завода отопительно-вентиляционного оборудования, г. Харьков)

Условное обозначение калорифера	Размер, мм (рис. 21)												Количество труб	Теплоотдающая поверхность F_K , M^2	Живое сечение для прохода воздуха f_K , M^2	Живое сечение для прохода теплоносителя, M^2	Общий вес калорифера, кг
	A	A ₁	A ₂	A ₃	B	B ₁	B ₂	B ₃	d	количество отверстий n	n ₁	n ₂					
КФСО-4	710	750	930	780	480	510	390	532	1 1/2"	22	5	4	33	16,6	0,152	0,0084	70,0
КФСО-6	710	750	930	780	610	640	520	662	2"	24	5	5	42	21,1	0,19	0,0107	87,0
КФСО-8	1010	1050	1250	1080	720	760	630	782	2 1/2"	30	7	6	48	34,3	0,324	0,0122	135,0
КФСО-9	1010	1050	1250	1080	842	880	750	904	2 1/2"	32	7	7	57	40,7	0,378	0,0145	155,0
КФСО-10	1160	1200	1400	1230	842	880	750	904	2 1/2"	36	9	7	57	46,7	0,435	0,0145	175
КФСО-11	1160	1200	1420	1230	960	1010	870	1032	3"	38	9	8	66	54,5	0,496	0,0168	200,0
КФБО-4	710	750	930	780	480	510	390	532	2"	22	5	4	40	21,1	0,193	0,0107	82
КФБО-5	710	750	930	780	600	640	520	662	2"	24	5	5	52	26,1	0,255	0,0135	100
КФБО-8	1010	1050	1250	1080	720	760	630	782	2 1/2"	30	7	6	64	45,7	0,440	0,0165	174
КФБО-9	1010	1050	1250	1080	840	880	750	904	3"	32	7	7	76	55,4	0,505	0,0193	180
КФБО-10	1150	1200	1400	1230	840	880	750	904	3"	36	9	7	76	61,8	0,580	0,0193	215
КФБО-11	1150	1200	1420	1230	960	1010	870	1032	3"	38	9	8	88	71,0	0,648	0,0224	240

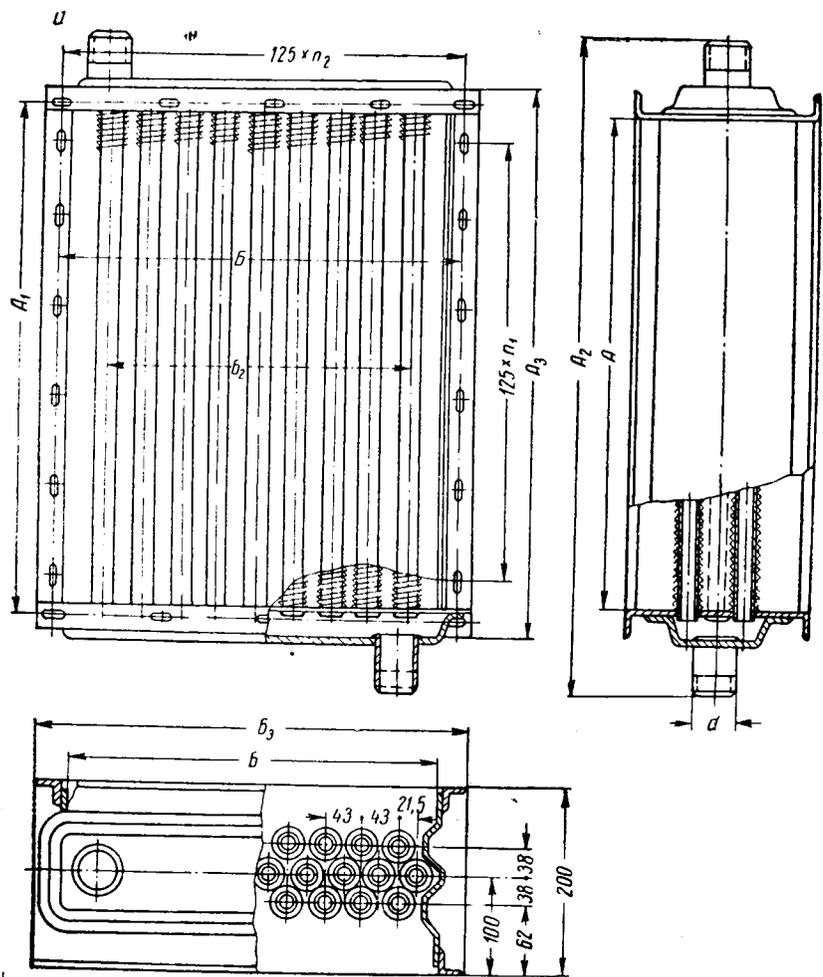
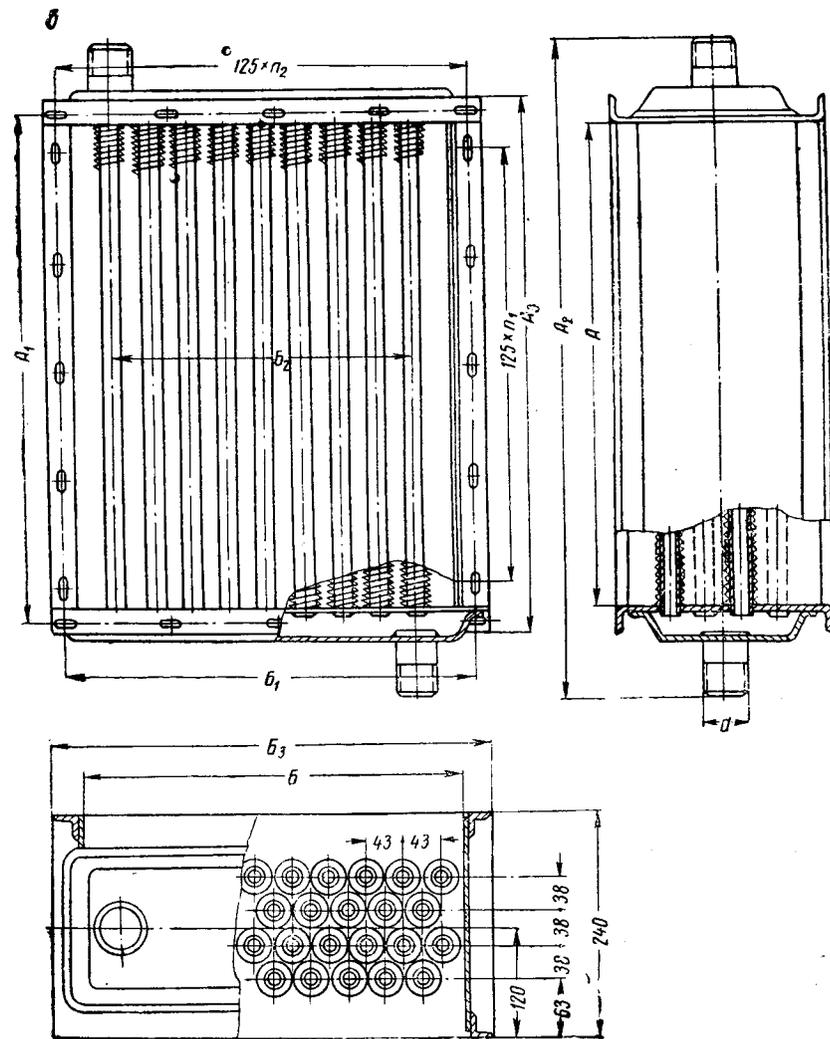


Рис. 21. Оребренные
а — КФСО и б — КФБО



калориферы:
Харьковского завода

сходятся в один канал круглого сечения. На рис. 22 представлены двухканальные и трехканальные элементы лепесткового калорифера.

Для предохранения от коррозии лепестковые трубочки гальваническим способом покрывают цинком толщиной 0,02—0,04 мм.

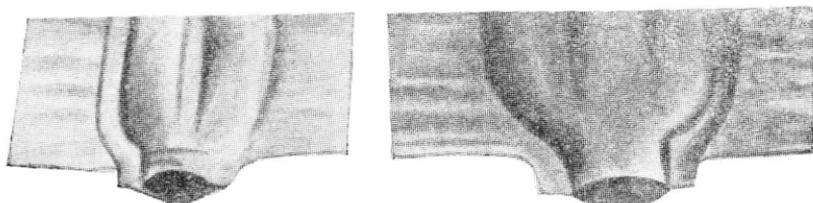


Рис. 22. Двухканальные и трехканальные элементы лепесткового калорифера

Расход цинка на 1 м² поверхности нагрева колеблется в пределах 150—300 г.

Для изготовления многоканальных лепестковых калориферов обычно употребляется листовое железо толщиной 1—2 мм.

Плиты (решетки) и облицовочные боковины штампуются в форме швеллера из листового железа толщиной 5—9 мм. Таким

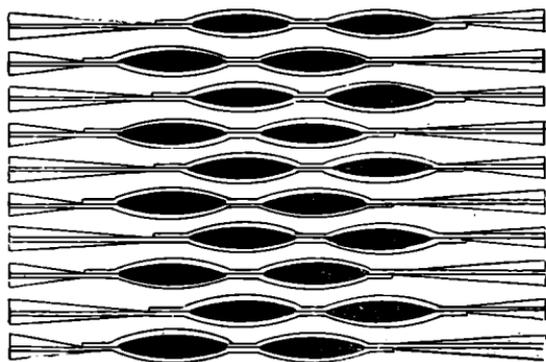


Рис. 23. Схема расположения двухканальных лепестков в калорифере

образом исключается расход углового железа (в отличие от других конструкций калориферов). Крышки (распределительные коробки) изготавливаются из листового железа толщиной 3—6 мм посредством горячей или холодной штамповки. Крышка сваривается с плитой или скрепляется с ней при помощи болтов. Благодаря особой конструкции крышки лепестковых калориферов не требуют патрубков и фланцев; к внутренней плоскости крышки приваривается четырехугольная пластина с четырьмя приваренными к ней пальцами, в которых нарезаны гнезда для шпилек; при монтаже калориферов фланец тепловода соединяется с крышкой калорифера посредством шпилек, имеющих на конце квадрат для ввертывания в гнезда и нарезку для прикрепления болтами к фланцу тепловода.

В этих калориферах трубки и пластинки расположены параллельно потоку воздуха. Лепестки изготавливаются длиной 600, 700, 800 и 900 мм. Ширина одноканального лепестка — 108 мм, двухканального и трехканального — 190 мм.

Одноканальные лепестковые калориферы могут быть двухрядными и трехрядными с шахматным расположением отдельных лепестков. Двухканальные и многоканальные изготавливаются только однорядными с шахматным расположением каналов лепестков. На рис. 23 показана схема расположения двухканальных лепестков.

Спирально-ребристые зубчатые калориферы. Значительный интерес представляет калорифер со спирально-зубчатым ленточным ребрением НЛК. Он отличается от спирально-ленточного калорифера тем, что перед

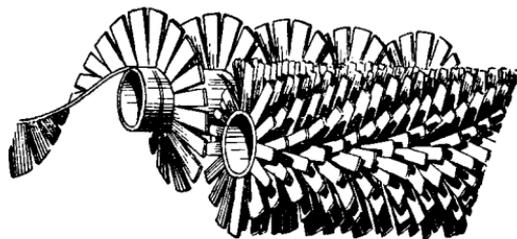


Рис. 24. Трубки калорифера НЛК со спирально-зубчатым ребрением

навивкой на трубу ленты отгибается борт шириной 5 мм под углом 90°. В результате лента приобретает профиль, напоминающий сечение неравнобокой угловой стали. Затем длинная полоска «уголка» насаживается через каждые 5 мм. Во время навивки борт ленты приводится в соприкосновение с трубой, при этом в местах просечки лента расходится, образуя лепестки высотой 10 мм и шириной 5 мм. После навивки трубка калорифера похожа на круглую щетку «ерш» (рис. 24).

По сравнению с пластинчатыми эти калориферы имеют более высокие коэффициенты теплопередачи. Достигается это благодаря хорошему контакту между трубкой и лентой и турбулизации воздушного потока, проходящего через зубчатые поверхности калорифера.

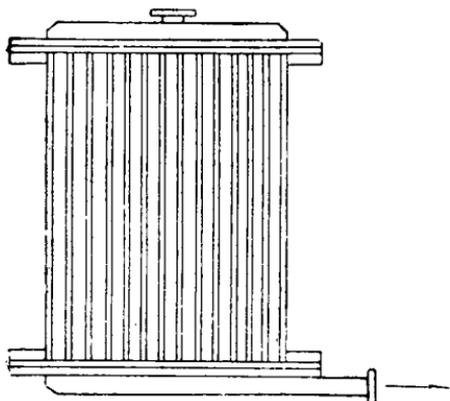


Рис. 25. Гладкотрубный прямой калорифер

струкцией является гладкотрубный калорифер, изображенный на рис. 25.

Гладкотрубные калориферы этого типа могут быть построены из Г-образных, П-образных и прямых трубок. При Г- и П-образных трубках соединение прямых участков труб между собой производится на угольниках. При прямых трубках подвод пара производится через верхнюю распределительную коробку, а отвод конденсата через нижнюю.

В П-образном калорифере каждый элемент представляет собой трубы, соединенные коленами в виде буквы П. Один конец элемента входит в паровую камеру, а другой—в конденсационную

Паровые калориферы, изготавливаемые в мастерских
Гладкотрубные калориферы.

Наиболее распространенной кон-

Паровая и конденсационная камеры представляют общую чугунную коробку, разделенную внутренней горизонтальной пе-

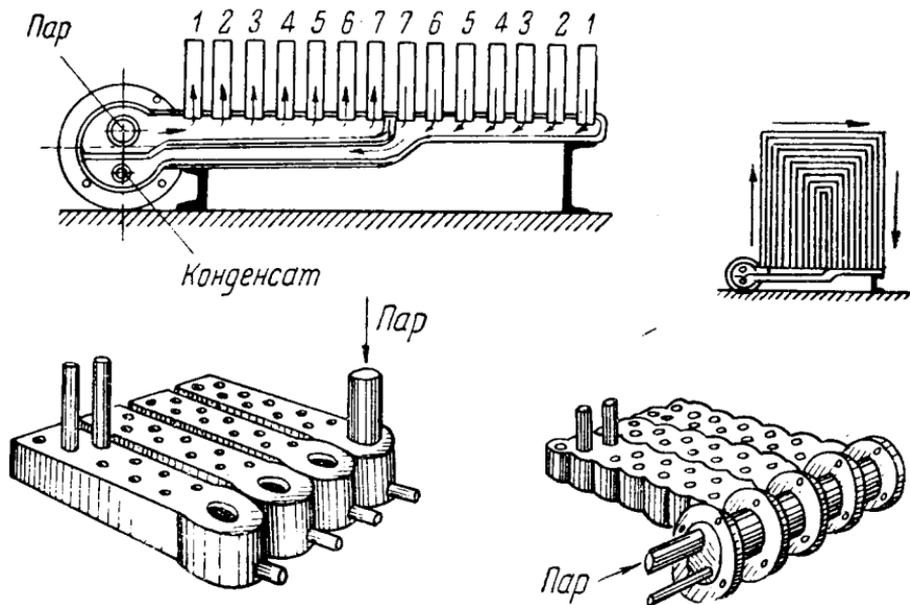


Рис. 26. Гладкотрубный П-образный калорифер

регородкой на две камеры: верхнюю для подвода пара и нижнюю для отвода конденсата (рис. 26). В каждую чугунную коробку, составляющую одну секцию, вальцовываются по ширине два ряда П-образных труб, расположенных в шахматном порядке. В паровую и соответственно в конденсационную камеры по длине коробки обычно входят по семи труб.

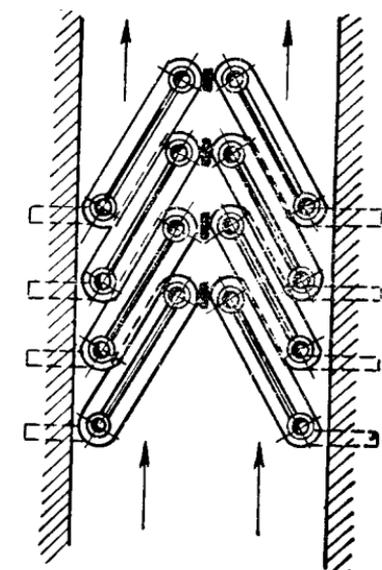


Рис. 27. Калорифер из гладких радиаторов

расположенными в шахматном порядке, хорошо нагревается от соприкосновения с горячими стенками.

Калориферы из гладких радиаторов. Калориферы этого типа имеют небольшой коэффициент теплопередачи и занимают значительную площадь. Наиболее распространенным является калорифер из гладких радиаторов, заключенных в кирпичную обмуровку (рис. 27).

Калориферы из ребристых труб (рис. 28). Такие калориферы обычно выполняются из чугунных труб с ребрами. Ребра могут быть круглой или прямоугольной формы. Отдельные трубы обычно соединяются друг с другом фланцевыми соединениями и лишь в редких случаях свариваются. Недостатком калорифера из ребристых труб является затрудненность очистки поверхности нагрева.

Характеристики чугунных труб с круглыми ребрами приведены в табл. 12.

Т а б л и ц а 12

Внутренний диаметр, мм	Диаметр, мм		Длина трубы, мм	Число ребер	Поверхность нагрева, м ²	Вес трубы, кг
	фланца	ребер				
70	150	175	1,0	44	2,0	34
70	150	175	1,5	68	3,0	51
70	150	175	2,0	93	4,0	68

Расчет и подбор числа паровых калориферов для калориферных установок шахт

Метод расчета калориферной установки в воздушной части должен быть следующий:

1) после определения теплопроизводительности установки подбирают количество калориферов и поверхность нагрева установки;

2) устанавливают наиболее целесообразную схему соединения отдельных элементов с учетом наименьшей величины аэродинамического сопротивления принятой схемы калориферной установки;

3) подсчитывают аэродинамическое сопротивление принятой схемы и выбирают вентилятор и его электропривод.

В настоящее время существует целый ряд способов подбора калориферов: аналитический, графический и графоаналитический. Однако при подборе калориферов приходится пользоваться только эмпирическими формулами, полученными при испытании соответствующей модели калорифера.

До настоящего времени не установлен способ теплотехнического и аэродинамического расчетов калориферов, основанного на предпосылках теории теплопередачи и аэродинамики, подтвержденных опытами.

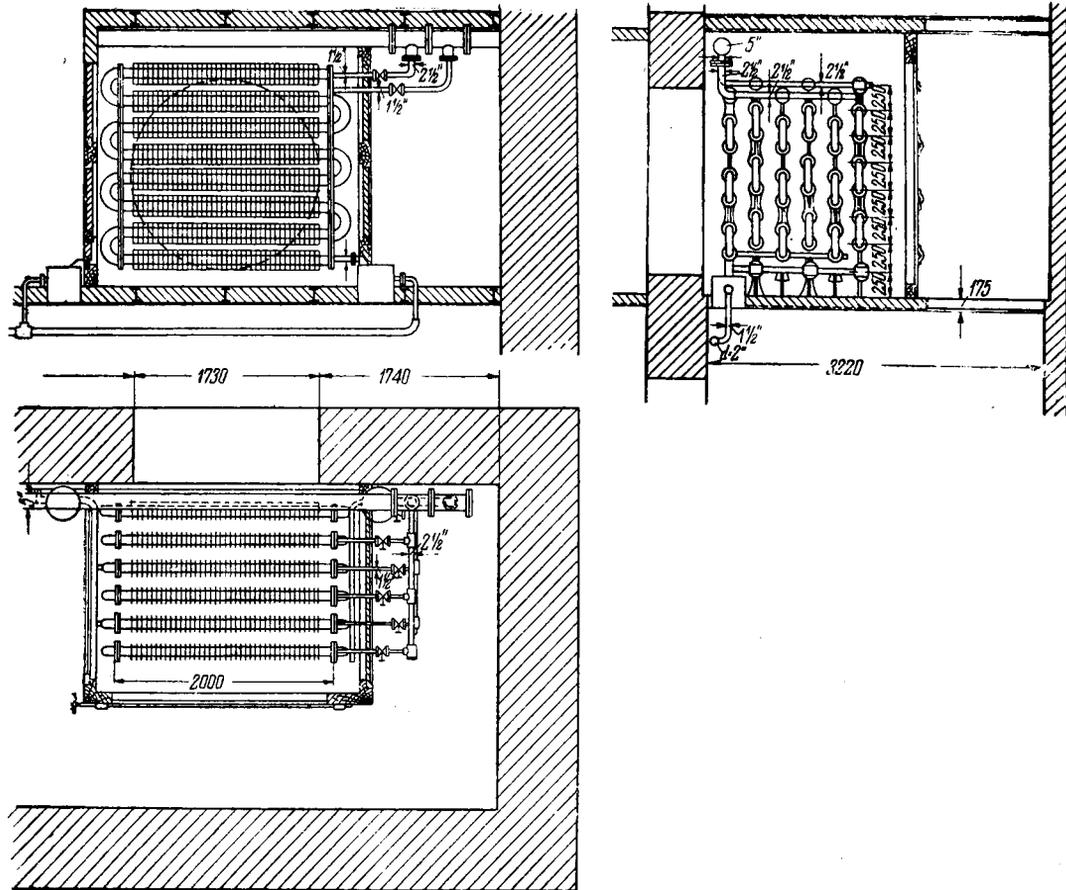


Рис. 28. Калорифер из ребристых труб

Заслуживает внимания работа доц. Дьяконова П. И. [5], где дан расчет калорифера, основанный на процессе теплопередачи с учетом ряда факторов, влияющих на коэффициент теплопередачи.

Ниже рассматриваются некоторые способы подбора калориферов.

Применяемая обычно схема расчета калорифера заключается в следующем.

Теплопередача калорифера выражается формулой (7)

$$Q = kF\Delta t,$$

где Q — количество тепла, сообщаемое в калорифере воздуху, *ккал/ч*;

k — коэффициент теплопередачи через поверхность нагрева калорифера от теплоносителя к воздуху, *ккал/м² · ч · град*;

Δt — средний температурный напор, *град*;

F — искомая поверхность нагрева калорифера, *м²*.

Но, с другой стороны, количество тепла, необходимое для нагревания воздуха, определяется формулой (9) или (9, а)

$$Q = 0,24g_1(t_b'' - t_b') = 0,24g(t_{см} - t_b'), \text{ ккал/ч.}$$

Количество воздуха, проходящего через калориферную установку, состоящую из Z -числа последовательно установленных калориферов и S -числа параллельно включенных по потоку воздуха калориферов, определится

$$g_1 = \omega \gamma f_k S 3600, \text{ кг/ч,} \quad (20)$$

где ω — скорость воздуха в живом сечении калорифера, *м/сек*;

γ — удельный вес воздуха, *кг/м³*;

$\omega \gamma$ — весовая скорость воздуха в калорифере, *кг/м² сек*;

f_k — живое сечение одного калорифера для прохода воздуха, *м²*.

Приравнивая правые части уравнений (7) и (9) и заменяя g_1 по формуле (20), получим с учетом, что $F = F_k S Z$,

$$\frac{\omega \gamma f_k}{k F_k Z} 864 = \frac{\Delta t}{t_b'' - t_b'}, \quad (21)$$

где F_k — поверхность нагрева одного калорифера, *м²*.

При подборе калориферов Δt и разность $t_b'' - t_b'$ являются обычно заданными, а удельный вес γ известен. Тогда для принятой конструкции калорифера при известном живом сечении f_k можно определить скорость прохода ω или весовую скорость $\omega \gamma$.

Исследованием различных моделей калориферов установлено, что коэффициент теплопередачи k для парового калорифера можно выразить как функцию весовой скорости в виде уравнения

$$k = a(\omega\gamma)^n, \quad (22)$$

где a и n — величины для различных моделей, которые имеют разное значение.

Подставляя это значение k из формулы (22) в уравнение (21) и решая его в отношении весовой скорости, получим значение его в зависимости от Δt и $t_b'' - t_b'$.

$$\omega\gamma = \left(\frac{aF_k Z}{864f_k} \frac{\Delta t}{t_b'' - t_b'} \right)^{\frac{1}{1-n}}, \quad \text{кг/м}^2\text{сек.} \quad (23)$$

Можно по заданным величинам Δt и $t_b'' - t_b'$, ориентировочно намеченной модели и числу последовательно установленных калориферов определить весовую скорость нагреваемого воздуха в живом сечении калорифера, которая необходима для получения заданной конечной температуры воздуха t_b'' .

Определив весовую скорость и зная весовое количество воздуха g_1 , кг/ч, подлежащее нагреву, определим по формуле (20) суммарное живое сечение калорифера $f_k S$ и количество параллельно включенных элементов калорифера выбранной модели.

При значительной температуре выходящего из калорифера воздуха t_b'' , т. е. при большой разности температур $t_b'' - t_b'$ (что имеет место при установке пластинчатых калориферов для отопления ствола шахты), следует предусматривать последовательную установку ряда калориферов (2—3 калорифера подобранной модели).

При этом следует проверить, будет ли обеспечена требуемая конечная температура воздуха. Приблизительный подсчет можно произвести, считая, что коэффициент теплопередачи всей калориферной установки равен коэффициенту теплопередачи одиночного калорифера.

Опыты, а также теоретические расчеты подтверждают возможность этого. Например, Л. Л. Тричлер и Л. Д. Егоров получили, что коэффициенты теплопередачи последовательно установленных двух трехрядных и двух четырехрядных калориферов практически не отличаются от коэффициента теплопередачи одиночных трехрядных и четырехрядных калориферов. Сопротивления проходу воздуха возрастали соответственно в 2,2 и в 2 раза. Е. Е. Карпис, В. Ф. Поликарпов приходят к выводу, что при установке двухрядных калориферов последовательно по ходу воздуха уменьшением коэффициента теплопередачи можно пренебречь. В работе В. И. Талиева «Приближенный метод расчета коэффи-

циента теплопередачи калориферных установок» [27] имеется формула для коэффициента теплопередачи установки

$$k_y = \frac{B}{Z} \frac{1 - M^2}{1 + M^2}, \quad (24)$$

где

$$B = 1728 \frac{f_k}{F_k} \omega \gamma;$$

$$M = \frac{B - k}{B + k},$$

где k — коэффициент теплопередачи одиночного калорифера.

Из формулы (24) видно, что коэффициент теплопередачи установки зависит от числа калориферов Z , установленных по ходу воздуха, весовой скорости воздуха и коэффициента теплопередачи калорифера. Однако подсчеты показали, что при обогреве паром при одинаковых $\omega \gamma$ коэффициент теплопередачи k_y почти не зависит от числа калориферов. Например, при двух и трех последовательно установленных калориферов коэффициент теплопередачи всего на 2—3% меньше величины коэффициента теплопередачи одиночного калорифера.

Исходя из этого теплопроизводительность Q_1 первого ряда последовательно включенных секций калорифера можно подсчитать так:

$$Q_1 = 0,24g_1(t_1 - t'_b), \quad (25)$$

где t_1 — конечная температура воздуха при выходе из 1-го ряда.

Применяя приближенную формулу для температурного напора, определяем Q_1 из уравнения

$$\begin{aligned} Q_1 &= kF\Delta t = kF \left(\frac{t'_T + t''_T}{2} - \frac{t'_b + t_1}{2} \right) = \\ &= kF \left(t^{\text{cp}}_T - \frac{t'_b + t_1}{2} \right). \end{aligned} \quad (26)$$

Определив t_1 из формулы (25) и подставив в формулу (26), получим

$$\begin{aligned} Q_1 &= kF \left(t^{\text{cp}}_T - \frac{t'_b + t'_b + \frac{Q_1}{0,24g_1}}{2} \right) = \\ &= kF(t^{\text{cp}}_T - t'_b) - \frac{kFQ_1}{0,48g_1}, \end{aligned}$$

откуда

$$Q_1 = \frac{kF(t^{\text{cp}}_T - t'_b)}{1 + \frac{kF}{0,48g_1}},$$

или

$$Q_1 = \frac{\eta k F (t_T^{cp} - t'_B)}{1 + \frac{kF}{0,48g_1}}, \quad (27)$$

где Q_1 — теплопроизводительность ряда, $ккал/ч$;

t'_B — температура наружного воздуха;

t_T^{cp} — средняя температура теплоносителя;

η — коэффициент запаса $\cong 0,9$;

g_1 — часовой расход воздуха через ряд калориферов, $кг/ч$;

F — поверхность нагрева секции калорифера первого ряда, $м^2$.

Температура воздуха по выходе из первого ряда

$$t_1 = t'_B + \frac{Q_1}{0,24g_1}. \quad (28)$$

Теплопроизводительность второго и последующих рядов подсчитывается по вышеприведенной формуле, только вместо t'_B надо

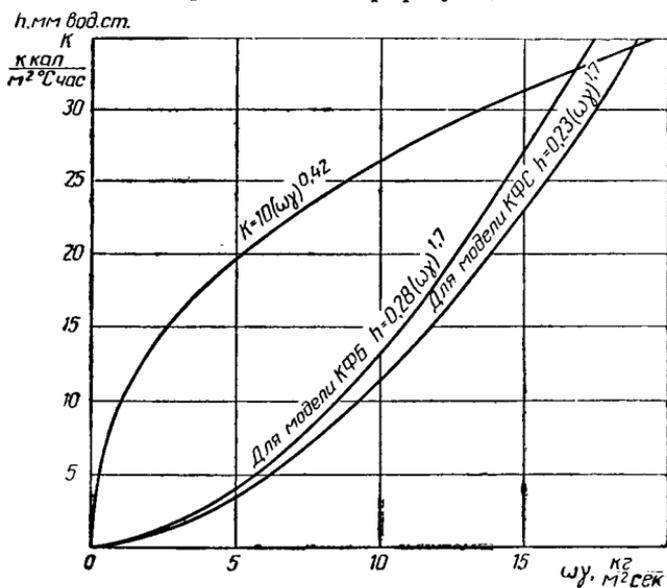


Рис. 29. Зависимость k и h от $\omega\gamma$ для калориферов по ГОСТ 7201-54

вести температуру воздуха, входящего в этот ряд. Аналогично подсчитывается и температура воздуха по выходе из данного ряда калорифера.

Опыты показывают, что аэродинамическое сопротивление пластинчатых калориферов может быть выражено общей формулой

$$h = A (\omega\gamma)^p, \quad (29)$$

где A и p — постоянные величины, зависящие от типа калорифера-

Как видно из формулы, при большой весовой скорости воздуха в живом сечении аэродинамическое сопротивление калорифера увеличивается.

Калорифер следует выбирать так, чтобы сопротивление его не было велико, иначе значительно возрастет расход энергии на подачу воздуха вентилятором.

Для пластинчатых калориферов значения коэффициентов теплопередачи и аэродинамического сопротивления приведены в табл. 13. Для калориферов ГОСТ 7201—54 зависимость k и h от $\omega\gamma$ представлена на рис. 29.

Таблица 13

Тип калорифера	Модель	Коэффициент теплопередачи		Сопротивление по воздуху	
		a	n	A	p
ГОСТ В-1814-42 (старый тип)	М	7,9	0,6	0,086	1,73
	С	7,9	0,6	0,104	1,73
	Б	7,0	0,6	0,138	1,73
ГОСТ 7201-54	КФС	10,0	0,42	0,23	1,70
	КФБ	10,0	0,42	0,28	1,70
ВНИИСТО	—	11,75	0,38	0,275	1,52
ГСТМ	С	13,26	0,3	0,089	1,95
	Б	13,26	0,3	0,081	1,95
ОГ	С	10,0	0,42	0,15	1,72
	Б	10,0	0,42	0,2	1,72
Госсантехмонтаж (старый тип)	М	8,2	0,585	0,1	1,68
	С	8,2	0,585	0,105	1,73
	Б	7,65	0,567	0,136	1,74
Оребренные стальные калориферы Харьковского завода	КФСО	15,21	0,408	0,249	1,87
	КФБО	11,17	0,572	0,587	1,75

Пример. Калориферная установка, состоящая из пластинчатого калорифера КФС-7, предназначена для нагрева воздуха от температуры $t_{в'} = -10^\circ$ до температуры $t_{в''} = +25^\circ$. Количество подогреваемого воздуха $g = 10\,000$ кг/ч. Теплоноситель — пар давлением 3 атм. Определить, можно ли в этой установке нагреть 8000 кг/ч воздуха от $t_{в'} = -10^\circ$ до $t_{в''} = +50^\circ$.

Решение. Живое сечение калорифера f_k и поверхность нагрева F_k определяем по табл. 9

$$f_k = 0,354 \text{ м}^2 \text{ и } F = 30,4 \text{ м}^2.$$

Весовая скорость воздуха

$$\omega\gamma = \frac{8000}{3600 \cdot 0,354} = 6,3 \text{ кг/м}^2\text{сек.}$$

При этой скорости по графику (рис. 29) определяем коэффициент теплопередачи $k = 21,8$ ккал/м²·ч·град.

Теплопроизводительность калорифера вычисляется по формуле (27)

$$Q = \frac{kF_k(t_n - t_{в'})}{1 + \frac{kF_k}{0,48g}} = \frac{21,8 \cdot 30,4(142,9 + 10)}{1 + \frac{21,8 \cdot 30,4}{0,48 \cdot 8000}} = 86500 \text{ ккал/ч.}$$

По формуле (28) определяем температуру $t_{в''}$ воздуха при выходе из калорифера

$$t_{в''} = t_{в'} + \frac{Q}{0,24g} = -10 + \frac{86500}{0,24 \cdot 8000} = 35^\circ,$$

т. е. калорифер не может нагреть воздух в количестве 8000 кг/ч до температуры $t_{в''} = +50^\circ$.

Для калориферов из гладких труб коэффициент теплопередачи может быть определен по формуле (22) $k = a(\omega\gamma)^n$. Причем можно принять $n = 0,59$, а значения a могут быть взяты для шахматного расположения труб:

при 2 рядах труб	$a = 15,8$
" 3 " 	$a = 16,9$
" 4 и более рядах труб . . .	$a = 18,1$

Для упрощения пользования формулой ниже приводится табл. 14 значений коэффициента k в зависимости от $\omega_{ср}$ и числа рядов труб. Таблица составлена для средней температуры воздуха 0° при 760 мм рт. ст., т. е. для $\gamma = 1,293 \text{ кг/м}^3$.

Таблица 14

$\omega_{ср}$ м/сек	Число рядов труб			$\omega_{ср}$ м/сек	Число рядов труб		
	2	3	4 и более		2	3	4 и более
0,5	12,2	13,0	14,0	5,0	47,4	50,8	54,4
1,0	18,8	19,6	21,0	6,0	52,7	56,5	60,5
1,5	23,3	24,9	26,7	7,0	57,7	61,8	66,3
2,0	27,6	29,6	31,7	8,0	62,5	67,0	71,8
2,5	31,5	33,7	36,1	9,0	67,0	71,8	76,9
3,0	35,0	37,5	40,2	10,0	71,3	76,4	81,9
3,5	38,4	41,1	44,2	11,0	75,4	80,8	86,6
4,0	41,5	44,5	47,7	15,0	90,6	97,1	104,0
4,5	44,5	47,7	51,1	20,0	107,4	115,1	123,3

При других средних температурах значения k , полученные из табл. 14, следует умножить при:

10° на 0,98	40° на 0,92
20° . 0,96	50° . 0,90
30° . 0,94	65° . 0,88.

Как видно из табл. 14, гладкотрубные калориферы имеют довольно высокий коэффициент теплопередачи.

Сопrotивление h калорифера прохоуду воздуха в зависимости от его скорости дано в табл. 15, которая составлена для средней температуры воздуха в калорифере 0° при 760 мм рт. ст.

Т а б л и ц а 15

$\omega_{\text{ср}}$ м/сек	Число рядов труб			$\omega_{\text{ср}}$ м/сек	Число рядов труб		
	2	3	4 и более		2	3	4 и более
0,5	0,03	0,04	0,05	6,0	2,6	3,62	4,35
1,0	0,10	0,14	0,18	7,0	3,43	4,79	5,71
1,5	0,21	0,30	0,37	8,0	4,37	6,09	7,24
2,0	0,35	0,50	0,62	9,0	5,41	7,53	8,91
2,5	0,53	0,75	0,92	10,0	6,47	9,10	10,70
3,0	0,74	1,04	1,28	11,0	7,78	10,80	12,70
3,5	0,98	1,38	1,68	15,0	13,60	18,90	22,00
4,0	1,25	1,75	2,12	20,0	23,0	31,70	36,60
4,5	1,54	2,16	2,61				
5,0	1,87	2,61	3,15				

При других средних температурах значения h нужно умножить при:

10° на 0,96	40° на 0,87
20° " 0,93	50° " 0,84
30° " 0,90	60° и более на 0,80.

Данные справедливы при расстоянии между трубками в 5 мм. В случае иных расстояний пользоваться ими не следует.

П р и м е р. Требуется подогреть 20 000 кг/ч воздуха от температуры $t_{\text{в}}' = -25^\circ$ до температуры $t_{\text{в}}'' = 75^\circ$ гладкотрубными калориферами. Определить поверхность нагрева калорифера.

Поверхность нагрева вычисляем по формуле (7)

$$F = \frac{Q}{k\Delta t}$$

Подсчитываем по уравнению (9) количество тепла, затраченного на нагрев воздуха.

$$Q = 0,24g_1(t_{\text{в}}'' - t_{\text{в}}') = 0,24 \cdot 20\,000(75 + 25) = 480\,000 \text{ ккал/ч.}$$

Определяем Δt :

$$t_{\text{т}}' = 142^\circ; t_{\text{т}}'' = 142^\circ \text{ при давлении поступающего пара } p = 3 \text{ ати}$$

$$t_{\text{в}}' = -25^\circ, t_{\text{в}}'' = +75^\circ.$$

Тогда

$$\Delta t_{\text{н}} = 142 + 25 = 167^\circ;$$

$$\Delta t_{\text{к}} = 142 - 75 = 68^\circ,$$

т. е.

$$\frac{\Delta t_{\text{н}}}{\Delta t_{\text{к}}} = \frac{167}{68} = 2,46 > 2.$$

Поэтому, пользуясь уравнением (18), получаем

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{н}} - \Delta t_{\text{к}}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\text{н}}}{\Delta t_{\text{к}}}} = \alpha \Delta t_{\text{н}}$$

Но так как

$$\frac{\Delta t_{\text{к}}}{\Delta t_{\text{н}}} = \frac{68}{167} = 0,407,$$

то по табл. 4 получаем

$$\alpha = 0,663 \quad \text{и} \quad \Delta t = 0,663 \cdot 167 = 110,6^{\circ}.$$

При средней скорости в калорифере 8 м/сек и четырех рядах труб по табл. 14 получаем $k = 71,8$ ккал/м² · ч · град.

Делаем поправку на среднюю температуру воздуха

$$\frac{t_{\text{в}}' + t_{\text{в}}''}{2} = \frac{75 - 25}{2} = 25^{\circ},$$

умножаем на коэффициент 0,95.

Тогда

$$k = 71,8 \cdot 0,95 = 68 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}.$$

Для калориферов из гладких радиаторов коэффициенты теплопередачи и сопротивления наклонно установленных приборов даны в табл. 16 (рис. 27).

Таблица 16

Скорость воздуха $\omega_{\text{ср}}$, м/сек	Пар давлением 1—3 ати k , ккал/м ² · ч · град	h , мм вод. ст.
0,2	7,2	0,007
0,4	10,9	0,023
0,6	14,0	0,048
1,0	19,1	0,120
1,5	24,5	0,250
2,0	29,2	0,419
2,5	33,5	0,626
3,0	37,5	0,869

Для калориферов из ребристых труб (рис. 28) коэффициент теплопередачи может быть определен по формуле, которую дает инж. Власов, основываясь на опытах, проведенных Всесоюзным теплотехническим институтом

$$k = 8,8\omega^{0,48}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (30)$$

где ω — скорость воздуха между ребрами труб при 0° и 760 мм рт. ст. с учетом влагосодержания.

Формула справедлива при движении воздуха перпендикулярно к осям труб с круглыми ребрами, если трубы расположены в шахматном порядке.

Сопrotивление h проходу воздуха определяется по формуле Власова

$$h = 0,016\omega^{1,8}. \quad (31)$$

Эта формула справедлива для секции калорифера, состоящей из четырех и более рядов ребристых труб, омываемых воздухом параллельно при расположении секций калорифера друг под другом в шахматном порядке. На рис. 30 приводится графически зависимость величин k и h от скорости воздуха.

Подбор калориферов требует применения показательных формул и значительных затрат времени. С целью упрощения подбора калориферов различными проектными организациями предложены таблицы и номограммы, по которым рекомендуется производить подбор калориферов.

Исходя из формул (7), (9), (20) для Q , g_1 и F_k и коэффициента теплопередачи $k = a(\omega\gamma)^n$, получим при Z — последовательно и S — параллельно включенных калориферах следующее соотношение

$$x = \frac{a}{(3600)^n} \frac{S^{1-n} Z F_k}{f_k^n} = \frac{Q}{g_1^n \left(t_n - \frac{t_B' + t_B''}{2} \right)}. \quad (32)$$

В первую часть этого равенства, за исключением показателя степени n , входят величины, которые при расчете калорифера известны. Если же считать, что тип калорифера выбран, тогда и показатель n известен также.

Левая часть уравнения зависит исключительно от типа и размера калорифера и сочетаний отдельных элементов.

Для каждого типа калориферов можно составить таблицы значений расчетной характеристики x в зависимости от их числа и комбинаций при включении.

Автором составлена табл. 17 для подбора калориферов КФ ГОСТ 7201—54 завода «Сантехника».

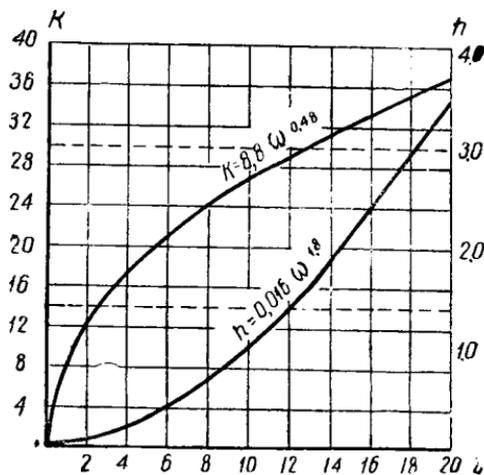


Рис. 30. График зависимости k и h от скорости для калорифера из ребристых труб

Сочетание калориферов	x	Сочетание калориферов	x
(C2)-1-I	7,9	(Б4)-3-I	25,8
(C4)-1-I	9,35	(Б6)-2-I	26,1
(B2)-1-I	10,15	(C3)-6-I	26,3
(C4)-1-I	10,7	(Б4)-1-II	26,65
(C2)-2-I	11,85	(Б3)-4-I	26,8
(Б3)-1-I	10,92	(C9)-2-I	27,1
(C5)-1-I	12,15	(Б11)-1-I	27,1
(C6)-1-I	13,62	(C4)-5-I	27,1
(Б4)-1-I	13,62	(C5)-5-I	27,2
(C3)-2-I	13,92	(C6)-1-II	27,3
(C2)-3-I	15,0	(C3)-2-II	27,85
(C7)-1-I	15,1	(C3)-1-III	27,9
(B2)-2-I	15,17	(B2)-6-I	28,5
(Б5)-1-I	15,65	(Б7)-2-I	29,0
(C2)-1-II	15,8	(C10)-2-I	29,6
(C4)-2-I	16,0	(Б5)-3-I	29,7
(C8)-1-I	16,7	(C2)-3-II	30,0
(Б8)-1-I	17,4	(C4)-6-I	30,1
(C3)-3-I	17,65	(C7)-1-II	30,25
(C2)-4-I	17,75	(Б-3)-5-I	30,35
(Б3)-2-I	17,93	(B2)-2-II	30,35
(C9)-1-I	18,1	(C6)-4-I	30,4
(C5)-2-I	18,2	(B2)-4-I	30,4
(C3)-1-II	18,6	(Б4)-4-I	30,6
(B2)-3-I	19,1	(C5)-5-I	30,8
(Б7)-1-I	19,3	(Б5)-1-II	31,3
(C10)-1-I	19,7	(C8)-3-I	31,5
(C2)-5-I	20,1	(C11)-2-I	31,8
(C4)-3-I	20,2	(C8)-2-I	31,9
(B2)-1-II	20,3	(C4)-2-II	32,0
(C6)-2-I	20,4	(C4)-1-III	32,1
(Б5)-2-I	20,5	(Б6)-3-I	32,8
(C3)-4-I	20,85	(C8)-2-I	33,4
(C11)-1-I	21,2	(Б3)-6-I	33,7
(Б8)-1-I	21,3	(C7)-4-I	33,85
(C4)-1-II	21,4	(C5)-6-I	34,20
(B2)-4-I	22,0	(C9)-3-I	34,30
(C2)-6-I	22,1	(C6)-5-I	34,5
(Б3)-3-I	22,6	(Б4)-5-I	34,7
(C7)-2-I	22,65	(Б6)-1-II	34,8
(C5)-3-I	22,9	(Б9)-2-I	34,8
(Б9)-1-I	23,2	(Б5)-4-I	35,05
(Б5)-2-I	23,5	(C3)-3-II	35,2
(C3)-5-I	23,65	(C2)-4-II	35,4
(C2)-1-III	23,65	(C2)-2-III	35,6
(C2)-2-II	23,65	(Б3)-1-III	35,8
(Б3)-1-II	23,85	(Б3)-2-II	35,9
(C4)-4-I	23,9	(C9)-1-II	36,1
(C5)-1-II	24,3	(C5)-1-III	36,4
(Б8)-2-I	25,05	(C5)-2-II	36,4
(Б10)-1-I	25,2	(Б7)-3-I	36,6
(C6)-3-I	25,7	(C10)-3-I	37,25
(B2)-5-I	25,7	(Б10)-2-I	37,85

Сочетание калориферов	x	Сочетание калориферов	x
(C8)-4-I	38,0	(C8)-1-III	50,05
(B2)-3-II	38,2	(B10)-1-II	50,3
(C6)-6-I	38,4	(C9)-6-I	57,0
(C7)-5-I	38,45	(C6)-3-II	51,5
(B4)-6-I	38,5	(B2)-5-II	51,5
(B7)-1-II	38,6	(B4)-3-II	51,6
(B6)-4-I	39,0	(C10)-1-III	51,9
(C10)-1-II	39,4	(B9)-4-I	51,9
(B5)-5-I	39,75	(B6)-2-II	52,2
(C11)-3-I	39,80	(B6)-1-III	52,2
(C2)-5-II	40,15	(C3)-6-II	52,5
(B8)-3-I	40,25	(C3)-3-III	52,75
(C4)-3-II	40,5	(C2)-4-III	53,25
(C9)-4-I	40,6	(B3)-4-II	53,5
(B11)-2-I	40,6	(C11)-5-I	53,8
(C6)-2-II	40,75	(B3)-2-III	53,8
(C6)-1-III	40,75	(B11)-3-1	54,0
(B4)-1-III	40,85	(B8)-5-I	54,1
(B4)-2-II	41,0	(B11)-1-II	54,20
(C3)-4-II	41,6	(C9)-2-II	54,20
(C3)-2-III	41,75	(C4)-5-II	54,20
(C11)-1-II	42,3	(C9)-1-III	54,20
(C8)-5-I	42,35	(C5)-4-II	54,3
(C7)-6-I	42,5	(C5)-2-III	54,6
(B8)-1-II	42,6	(C10)-6-I	55,5
(B7)-4-I	43,2	(B10)-4-I	56,3
(B9)-3-I	43,8	(B7)-6-I	56,3
(B2)-4-II	44,0	(B2)-6-II	57,0
(C2)-6-II	44,1	(C7)-3-II	57,0
(C10)-4-I	44,1	(B2)-3-III	57,25
(B6)-5-I	44,1	(B7)-1-III	57,8
(B5)-6-I	44,1	(B7)-2-II	57,8
(C2)-3-III	44,9	(B9)-5-I	58,7
(B3)-3-II	45,15	(C10)-2-II	59,2
(C7)-1-III	45,25	(B5)-3-II	59,3
(C7)-2-II	45,4	(C11)-6-I	59,6
(B2)-2-III	45,5	(B8)-6-I	60,0
(C5)-3-II	45,75	(C4)-6-II	60,15
(C9)-5-I	46,1	(C2)-5-III	60,3
(B9)-1-II	46,3	(B3)-5-II	60,7
(B5)-1-III	47,0	(B11)-4-I	60,7
(B5)-2-II	47,1	(C6)-4-II	60,8
(C8)-6-I	47,1	(C6)-2-III	61,2
(C3)-5-II	47,25	(B4)-4-II	61,2
(C11)-4-I	47,5	(B4)-2-III	61,5
(B10)-3-I	47,6	(C5)-5-II	61,6
(B-8)-4-I	47,7	(C3)-4-III	62,5
(C-4)-4-II	47,85	(C8)-3-II	63,0
(C-4)-2-III	48,0	(C11)-1-III	63,5
(B-6)-6-I	49,05	(C11)-2-II	63,5
(C-10)-5-I	49,05	(B8)-1-III	63,5
(C-10)-5-I	49,4	(B8)-2-II	63,8
(C8)-2-II	50,05	(B10)-5-I	63,8

Сочетание калориферов	x	Сочетание калориферов	x
(B9)-6-I	65,3	(B7)-4-II	86,6
(B6)-3-II	65,5	(B7)-2-III	87,0
(B2)-4-III	66,0	(B9)-3-II	87,6
(C10)-6-III	66,2	(C10)-4-II	88,3
(B3)-6-II	67,3	(B5)-6-II	88,3
(B3)-3-III	67,6	(B5)-3-III	89,0
(C7)-4-II	67,7	(C4)-6-III	90,3
(C9)-3-II	67,8	(B3)-5-III	91,0
(C7)-2-III	68,0	(C6)-4-III	91,25
(C5)-6-II	68,5	(B4)-4-III	92,0
(C5)-3-III	68,7	(C10)-5-II	92,0
(B11)-6-I	68,8	(C9)-5-II	92,15
(C6)-5-II	69,0	(C5)-5-III	92,2
(B4)-5-II	69,3		
(B9)-1-III	69,5	(C8)-6-II	94,1
(B9)-2-II	69,5	(C8)-3-III	94,6
(B5)-4-II	70,0	(C11)-4-II	94,8
(B5)-2-III	70,6	(B10)-3-II	95,1
(C3)-5-III	70,9	(B8)-4-II	95,3
(B10)-6-I	71,0	(C11)-2-III	95,35
(C4)-4-III	71,9	(C10)-2-III	95,8
		(B8)-2-III	95,85
(B7)-3-II	73,2	(B6)-6-II	98,0
(C10)-3-II	75,0	(B7)-5-II	98,0
(C8)-2-III	75,05	(B6)-3-III	98,5
(B10)-2-II	75,5	(B3)-6-III	101,3
(B10)-1-III	75,5	(C7)-4-III	101,7
(C8)-4-II	76,1	(C9)-6-II	102,2
(B11)-6-I	76,5	(C5)-6-III	102,8
(C6)-6-II	76,75	(C9)-3-III	103,0
(C7)-5-II	76,8	(C6)-5-III	103,5
(B4)-6-II	77,0	(B9)-4-II	103,9
(C6)-3-III	77,1	(B4)-5-III	104,1
(B2)-5-III	77,1	(B9)-2-III	104,35
(B4)-3-III	77,5	(B5)-4-III	105,2
(B6)-4-II	78,0	(C11)-5-II	107,7
(B6)-2-III	78,2	(B11)-3-II	108,0
(C3)-6-III	78,8	(B8)-5-II	108,3
(B5)-5-II	79,5	(B7)-3-III	109,7
(C11)-3-II	80,0	(C10)-6-II	111,3
(B3)-4-III	80,3	(C10)-3-III	112,0
(B8)-3-II	80,3	(B7)-6-II	112,7
(C5)-4-III	81,0	(B10)-4-II	112,7
(C9)-2-III	81,1	(B10)-2-III	113,5
(C4)-5-III	81,2	(C8)-4-III	114,6
(B11)-2-II	81,5	(C6)-6-III	115,0
(B11)-1-III	81,5	(C7)-5-III	115,5
(C9)-4-II	82,5	(B6)-4-III	117,0
(C8)-5-II	84,9	(B9)-5-II	117,7
(C7)-6-II	85,1	(C11)-3-III	119,0
(B6)-5-II	85,5	(C11)-6-II	119,5
(B2)-6-III	85,7	(B5)-5-III	119,5
(C7)-3-III	85,7	(B8)-6-II	120,5

Сочетание калориферов	x	Сочетание калориферов	x
(Б-8)-3-III	121,0	(Б6)-7-IV	214,0
(Б11)-4-II	121,5	(Б8)-8-III	214,0
(С9)-6-II	122,0	(Б6)-12-III	219,0
(Б11)-2-III	122,2	(Б10)-7-III	226,5
(Б4)-6-III	122,7	(Б7)-10-III	227,0
(С8)-5-III	127,2	(Б8)-9-III	227,5
(С7)-6-III	128,0	(Б11)-6-III	230,0
(Б10)-5-II	128,05	(Б9)-8-III	232,5
(Б7)-4-III	130,0	(Б6)-8-IV	232,5
(Б9)-6-II	130,5	(Б7)-11-III	240,0
(Б9)-3-III	131,3	(Б8)-10-III	242,5
(С10)-4-III	132,5	(Б7)-7-III	246,0
(Б6)-5-III	132,5	(Б10)-8-II	246,0
(Б5)-6-III	132,5	(Б6)-9-IV	247,5
(Б11)-5-II	137,8	(Б9)-9-III	249,0
(С9)-5-III	138,3	(Б11)-7-III	251,0
(С8)-6-III	141,5	(Б7)-12-III	252,0
(Б10)-6-II	142,3	(Б8)-11-III	256,0
(С11)-4-III	142,5	(Б8)-7-IV	262,0
(Б10)-3-III	143,0	(Б10)-9-IV	263,0
(Б8)-4-III	143,2	(Б6)-10-IV	264,0
(Б6)-6-III	147,5	(Б9)-10-III	264,0
(Б7)-5-III	147,5	(Б8)-12-III	268,5
(С10)-5-III	148,5	(Б7)-8-IV	269,0
(С9)-6-III	153,1	(Б11)-8-III	273,0
(Б11)-6-II	153,1	(Б9)-11-III	278,5
(Б9)-4-III	155,8	(Б6)-11-IV	279,5
(Б6)-7-III	160,0	(Б10)-10-IV	279,5
(С11)-5-III	161,5	(Б8)-8-IV	281,5
(Б11)-3-III	162,0	(Б9)-7-IV	281,5
(Б8)-5-III	162,3	(Б7)-9-IV	281,5
(С10)-6-III	166,5	(Б11)-9-III	291,0
(Б10)-4-III	169,0	(Б6)-12-IV	292,0
(Б7)-6-III	169,0	(Б9)-12-III	293,0
(Б6)-8-III	174,5	(Б10)-11-III	295,0
(Б9)-5-III	176,5	(Б10)-7-IV	301,5
(С11)-6-III	179,5	(Б7)-10-IV	303,0
(Б8)-6-III	180,0	(Б8)-9-IV	304,0
(Б11)-4-III	182,0	(Б10)-12-III	309,0
(Б7)-7-III	184,5	(Б11)-10-III	309,0
(Б6)-9-III	185,5	(Б9)-8-IV	310,5
(Б10)-5-III	192,0	(Б7)-11-IV	320,0
(Б9)-6-III	196,3	(Б8)-10-IV	323,5
(Б8)-7-III	197,0	(Б11)-11-III	327,0
(Б6)-10-III	197,5	(Б10)-8-IV	329,0
(Б7)-8-III	201,3	(Б11)-7-IV	334,0
(Б11)-5-III	207,0	(Б7)-12-IV	335,0
(Б6)-2-IV	209,0	(Б8)-11-IV	342,0
(Б10)-6-III	213,0	(Б11)-12-III	342,0
(Б7)-9-III	214,0	(Б10)-9-IV	350,5
(Б9)-7-III	214,0	(Б9)-10-IV	353,0

Сочетание калориферов	x	Сочетание калориферов	x
(Б8)-12-IV	358,0	(Б9)-12-IV	391,0
(Б11)-8-IV	363,0	(Б10)-11-IV	393,0
(Б9)-11-IV	371,0	(Б10)-12-IV	413,0
(Б10)-10-IV	373,0	(Б11)-10-IV	413,0
(Б11)-9-IV	389,0	(Б11)-11-IV	437,5
		(Б11)-12-IV	455,0

В графе «сочетание калориферов» в скобках указаны модель и номер калорифера, сокращения означают: С — средняя модель КФС, а Б — большая модель КФБ. Арабские цифры показывают число калориферов, включенных параллельно, а римские — число последовательно установленных рядов калориферов по потоку воздуха.

По подсчитанным значениям Q и g_1 , зная параметры теплоносителя (пара), начальную и конечную температуры воздуха, можно определить характеристику x , причем для калориферов ГОСТ 7201—54 принято $n=0,42$. Затем по величине x подбирается соответствующая комбинация калориферов. Следует проверить (при выбранном числе последовательно включенных калориферов), будет ли обеспечена требуемая температура нагрева воздуха t_v'' по вышеприведенному способу (28). Величину Q при расчете следует увеличить на 10—15%, вводя коэффициент 1,1—1,15 для учета возможных потерь тепла через грунт.

Величина сопротивления группы калориферов ГОСТ 7201—54 определяется по формуле

$$h = Z 0,23 (\omega \gamma)^{1,7}, \text{ мм вод. ст.} \quad (33)$$

Если полученная характеристика не укладывается в пределы таблицы, можно произвести подбор путем изменения характеристик таблицы. В этом случае необходимо величину x из таблицы умножить на отношение

$$\zeta = \left(\frac{S_1}{S} \right)^{1-n} \frac{Z_1}{Z} = \left(\frac{S_1}{S} \right)^{0,58} \frac{Z_1}{Z} \quad (34)$$

и получить новую характеристику x_1 .

Весовая скорость воздуха в калориферной установке не должна значительно отличаться от наивыгоднейшей весовой скорости, которая определяется из чисто экономических соображений, т. е. из условий наименьшей эксплуатационной стоимости.

Наивыгоднейшая весовая скорость в калориферных установках, т. е. при которой (при определенных затратах тепла в кало-

риферах) стоимость подогреваемого воздуха будет наименьшей, может быть определена по методике, разработанной Талиевым В. Н. [26].

Стоимость подогрева 1 кг воздуха будет

$$C = \frac{U}{rg_1}, \quad (35)$$

где U — стоимость калориферной установки, руб/год;
 r — продолжительность работы установки, ч/год;
 g_1 — весовой расход воздуха в калориферной установке, кг/ч.

Стоимость калориферной установки складывается из капитальных затрат и эксплуатационных расходов

$$U = U_k + U_9. \quad (36)$$

Капитальные затраты на калориферную установку составляют

$$U_k = ebF, \quad (37)$$

причем

e — коэффициент годовых отчислений на амортизацию и ремонт;

b — стоимость поверхности нагрева калорифера, руб/м²;

F — поверхность нагрева калориферной установки, м².

Расход тепла на калориферную установку не зависит от ее типа, является постоянным и определяется по формуле (9). Очевидно, расход тепла можно не учитывать, в то время как расход электроэнергии на привод вентилятора калорифера зависит от принятой весовой скорости и является величиной переменной. Расход электроэнергии

$$U_9 = \mathcal{E}rN, \quad (38)$$

где \mathcal{E} — стоимость электроэнергии, руб/квт-ч;

N — часовой расход электроэнергии, квт-ч.

Часовой расход электроэнергии можно определить по формуле

$$N = \frac{g_1 H}{3600 \cdot 102\gamma\eta} \text{ квт-ч}, \quad (39)$$

где H — аэродинамическое сопротивление всей калориферной установки;

γ — удельный вес воздуха, кг/м³;

η — к. п. д. вентиляторной установки калориферов.

Учитывая формулы (37), (38) и (39), получим

$$c = \frac{U_k}{rg_1} + \frac{U_9}{rg_1} = \frac{ebF}{rg_1} + \frac{\mathcal{E}H}{3600 \cdot 102\gamma\eta}. \quad (40)$$

Установка состоит из S параллельно и Z последовательно по ходу воздуха включенных калориферов. Тогда, как указано выше,

$$\begin{aligned} F &= SZF_{\kappa}; \\ g_1 &= 3600\omega\gamma Sf_{\kappa}; \\ H &= ZA(\omega\gamma)^p. \end{aligned}$$

Пользуясь этими соотношениями, получим

$$c = \frac{ebZ}{3600r} \frac{F_{\kappa}}{f_{\kappa}} \frac{1}{\omega\gamma} + \frac{\mathcal{E}ZA}{3600 \cdot 102\gamma\eta} (\omega\gamma)^p. \quad (41)$$

В правой части равенства величина Z является функцией весовой скорости и ее следует исключить. Из уравнения (23)

$$\omega\gamma = \left(\frac{aF_{\kappa}Z}{864f_{\kappa}} \frac{\Delta t}{t_B'' - t_B'} \right)^{\frac{1}{1-n}};$$

получаем

$$Z = \frac{864}{a} \frac{f_{\kappa}}{F_{\kappa}} \frac{\Delta t_B}{\Delta t} (\omega\gamma)^{1-n}, \quad (42)$$

где Δt — средний температурный напор, a

$$\Delta t_B = t_B'' - t_B'.$$

Исключив из уравнения (41) величину Z , получим

$$\begin{aligned} c &= \frac{0,24eb}{ar} \cdot \frac{\Delta t_B}{\Delta t} (\omega\gamma)^{-n} + \\ &+ \frac{0,24\mathcal{E}A}{102\gamma\eta a} \frac{f_{\kappa}}{F_{\kappa}} \frac{\Delta t_B}{\Delta t} (\omega\gamma)^{1-n+p}. \end{aligned} \quad (43)$$

Для получения наивыгоднейшей скорости дифференцируем величину c по $\omega\gamma$ и приравняем нулю

$$\frac{dc}{d(\omega\gamma)} = 0,$$

т. е.

$$(\omega\gamma)_{\text{эк}} = \left[\frac{102eb\gamma\eta n F_{\kappa}}{\mathcal{E}Ar(1+p-n)f_{\kappa}} \right]^{\frac{1}{1+p}}, \text{ кг/м}^2\text{сек.} \quad (44)$$

Полученная весовая скорость воздуха дает минимальную стоимость подогреваемого воздуха, так как вторая производная при подстановке в полученное выражение наивыгоднейшей весовой скорости будет больше нуля, что свидетельствует о минимуме. Наивыгоднейшая весовая скорость $(\omega\gamma)_{\text{эк}}$ не зависит от

числа и варианта компоновки калориферов, а также и температур теплообменивающих сред. Формулу наивыгоднейшей скорости для калориферов по ГОСТ 7201—54 можно представить, полагая $\epsilon = 15\%$, т. е. 0,15; $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$; $\eta = 50\%$, т. е. 0,5; $\rho = 1,7$; $n = 0,42$; $A = 0,23$;

$$\frac{F_k}{f_k} = 8,6 \text{ для КФС}; \quad \frac{F_k}{f_k} = 11,0 \text{ для КФБ.}$$

Для КФС

$$(\omega\gamma)_{\text{ЭК}} = 10,85 \left(\frac{b}{\mathcal{E}r} \right)^{0,37};$$

для КФБ

$$(\omega\gamma)_{\text{ЭК}} = 11,9 \left(\frac{b}{\mathcal{E}r} \right)^{0,37}.$$

Если принять в среднем стоимость 1 м² калорифера $b = 30 \text{ руб/м}^2$, а электроэнергии $\mathcal{E} = 22 \text{ коп/квт-ч}$, получим для:

1) калориферов КФС

$$(\omega\gamma)_{\text{ЭК}} = \frac{66,8}{r^{0,37}}; \quad (45, a)$$

2) калориферов КФБ

$$(\omega\gamma)_{\text{ЭК}} = \frac{73,2}{r^{0,37}}; \quad (45, б)$$

$(\omega\gamma)_{\text{ЭК}}$ изменяется в пределах 2,87—5,66 кг/м²сек при изменении r (табл. 18).

Таблица 18

r , час	$(\omega\gamma)_{\text{ЭК}}$	
	КФС	КФБ
1000	5,17	5,66
2000	4,03	4,4
3000	3,46	3,78
4000	3,1	3,4
5000	2,87	3,14

Преобразовывая формулу (43) и принимая во внимание уравнение (44), получим

$$\begin{aligned} c &= \frac{0,24eb\Delta t_B}{ar\Delta t} \left[1 + \frac{\mathcal{E}Ar}{102eb\gamma\eta} \frac{f_k}{F_k} (\omega\gamma)^{1+p} \right] \frac{1}{(\omega\gamma)^n} = \\ &= \frac{0,24eb}{ar} \frac{\Delta t_B}{\Delta t} \left[1 + \frac{n}{1+p-n} \left(\frac{\omega\gamma}{\omega\gamma_{\text{ЭК}}} \right)^{1+p} \right] \frac{1}{(\omega\gamma)^n} \end{aligned} \quad (46)$$

В случае, когда весовая скорость воздуха равна наивыгоднейшей, стоимость подогреваемого воздуха будет равна

$$c_{\min} = \frac{0,24eb}{ar} \frac{\Delta t_B}{\Delta t} \left[1 + \frac{n}{1+p-n} \right] \frac{1}{(\omega\gamma)_{\text{ЭК}}^n} \quad (47)$$

и следовательно

$$\frac{c}{c_{\min}} = \frac{1+p-n+n\left(\frac{\omega\gamma}{\omega\gamma_{\text{ЭК}}}\right)^{1+p}}{(1+p)\left(\frac{\omega\gamma}{\omega\gamma_{\text{ЭК}}}\right)^n} \quad (48)$$

Принимая для калориферов КФС и КФБ $n = 0,42$ и $p = 1,7$, получим зависимость $\frac{c}{c_{\min}}$ от $\frac{\omega\gamma}{\omega\gamma_{\text{ЭК}}}$:

$$\frac{c}{c_{\min}} = \frac{2,28 + 0,42\left(\frac{\omega\gamma}{\omega\gamma_{\text{ЭК}}}\right)^{2,7}}{2,7\left(\frac{\omega\gamma}{\omega\gamma_{\text{ЭК}}}\right)^{0,42}}, \quad (49)$$

которая представлена графически на рис. 31.

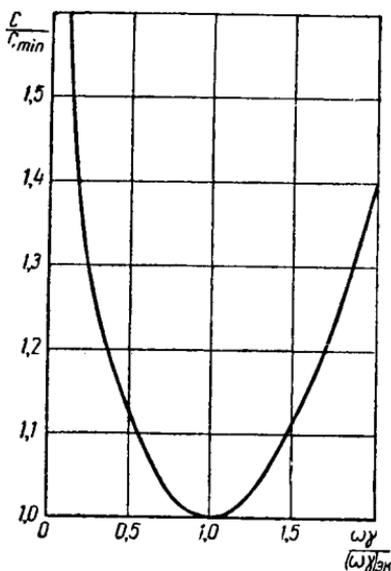


Рис. 31. Зависимость $\frac{c}{c_{\min}}$ от $\frac{\omega\gamma}{\omega\gamma_{\text{ЭК}}}$ для калориферов по ГОСТ 7201-54

Из графика следует, что отклонение весовой скорости от наивыгоднейшей на 25% повышает стоимость подогрева лишь на 2—3%, а отклонение весовой скорости в сторону увеличения на 50% увеличивает стоимость до 11%.

Принимая допустимым повышение стоимости подогреваемого воздуха не свыше 25% от минимальной, увеличение весовой скорости по сравнению с экономической возможно до 75%. Для калориферов КФ весовые скорости должны лежать в интервале

$$5,5 \leq (\omega\gamma)_{\text{ЭК}} \leq 10.$$

Пример. Подобрать калориферы ГОСТ 7201-54 для обогрева ствола шахты, если требуется нагреть 200 000 кг/ч воздуха от температуры $t'_B = -30^\circ$ до $t''_B = +70^\circ$. Теплоноситель — насыщенный пар давлением $p = 4 \text{ ата}$, $t_n = 142,9^\circ$.

Решение. Определяем по формуле (9) теплопроизводительность установки

$$\begin{aligned} Q &= 0,24g_1(t''_B - t'_B) = 0,24 \cdot 200\,000(70 + 30) = \\ &= 4\,800\,000 \text{ ккал/ч.} \end{aligned}$$

По формуле (32) подсчитываем расчетную характеристику x

$$x = \frac{Q}{g_1^n (t_n - t_b^{cp})} = \frac{4\,800\,000}{200\,000^{0,42} \left(142,9 - \frac{70 - 30}{2}\right)} = 229.$$

По табл. 17 этой характеристике соответствует комбинация калориферов (Б11)-6-III, т. е. $S = 6$ и $Z = 3$; всего 18 калориферов КФБ-11, при этом $F_k = 69,9 \text{ м}^2$, $f_k = 0,638 \text{ м}^2$ (табл. 9), т. е.

$$F = SZF_k = 1258 \text{ м}^2;$$

$$f = f_k S = 0,638 \cdot 6 = 3,83 \text{ м}^2;$$

весовая скорость

$$\omega \gamma = \frac{g_1}{f 3600} = \frac{200\,000}{3600 \cdot 3,83} = 14,5 \text{ кг/м}^2 \text{сек.}$$

Эта компоновка хотя и обеспечивает подогрев требуемого количества воздуха, однако весовая скорость значительно отклоняется от экономической. Поэтому следует взять большие числа элементов калориферов КФБ-11. Берем $S = 9$, $Z = 3$; всего 27 штук. $F = 1885 \text{ м}^2$; весовая скорость будет $\omega \gamma = 9,7 \text{ кг/м}^2 \text{сек}$, что близко к $(\omega \gamma)_{\text{эк}}$ (см. рис. 31).

Теплопроизводительность калориферной установки при этом будет при $k = 26 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ (по графику рис. 29) и $t_b' = -30^\circ$ по формуле (27)

$$Q = \frac{kF(t_n - t_b')}{1 + \frac{kF}{0,48g_1}} = \frac{26 \cdot 1885(142,9 + 30)}{1 + \frac{26,0 \cdot 1885}{0,48 \cdot 200\,000}} = 4960\,000 \text{ ккал/час,}$$

что немного превышает заданную.

Сопrotивление калориферной установки

$$H = hZ = 12,5 \cdot 3 = 37,5 \text{ мм вод. ст.,}$$

где $h = 12,5 \text{ мм вод. ст.}$ — сопротивление одного ряда калориферов по графику рис. 29.

Если бы было взято 18 калориферов КФБ-11, тогда сопротивление установки было бы $H = 26,0 \cdot 3 = 78,0 \text{ мм вод. ст.}$, т. е. в два раза больше.

Расчетная температура t_b' наружного воздуха в калориферных установках шахт с 1951 г. регламентирована как абсолютно-минимальная температура наружного воздуха для данного района и может быть принята для:

Мосбасса	-38°	Карагандинского бас-	
Донбасса	-36°	сейна	-50°
Кузбасса	-50°	Печорского бассейна . .	-50°

Следует отметить, что расчет калориферной установки на абсолютно минимальную температуру наружного воздуха вызывает некоторое понижение степени использования теплотехнического оборудования шахты, так как при этом возрастает устанавливаемая мощность калориферной и котельной установок, размеры коммуникаций, а также объемы зданий, где размещается оборудование.

Такой резерв оправдал бы себя, если бы абсолютно минимальные температуры наблюдались ежегодно и несколько раз за отопительный сезон. Однако, как показывают наблюдения, максимальные сезонные понижения температуры наблюдаются не более одного раза за десятилетие при продолжительности в несколько часов. Хотя шахтный ствол не обладает такой тепловой инерцией как обычное отапливаемое здание, но за короткий промежуток времени обмерзания ствола не будет наблюдаться, если в качестве расчетной температуры принять не самую низкую, а более высокую температуру наружного воздуха, но меньшую, чем при расчете отопления зданий. Например, за расчетную температуру можно принять минимальную температуру данного района, повторяющуюся один-два раза в год в течение пяти лет.

Обеспечения работы установки при наиболее низкой температуре можно достигнуть за счет некоторого повышения давления греющего пара и имеющегося обычно резерва поверхности нагрева калориферов.

Расчетную температуру t_b'' рекомендуется принимать равной 70° , однако в некоторых случаях возможно, как указано, принимать ее более высокой.

При расположении шахты вблизи ТЭЦ, в калориферной могут быть установлены калориферы, обогреваемые горячей водой с начальной температурой $t_1 = 150 \div 130^\circ$ и конечной $t_2 = 70 \div 60^\circ$. В этом случае расчет поверхности нагрева также производится по формуле (7), причем коэффициент теплопередачи определяется по формулам:

1. Для калориферов по ГОСТ-7201—54.

$$k = y10 (\omega\gamma)^{0,42} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град},$$

где y — поправочный множитель, определяемый для средней температуры воды $\frac{t_1 + t_2}{2} = 100^\circ$ по формуле

$$y = \omega_b \frac{0,02}{\omega_b + 0,05},$$

ω_b — скорость воды в трубках калорифера, м/сек (не должна быть ниже $0,05$ м/сек).

Применять калориферы ГОСТ-7201—54 (при обогреве водой) со скоростью воды ниже 0,02 м/сек не рекомендуется.

2. Для оребренных калориферов Харьковского завода отопительно-вентиляционного оборудования:

а) модель КФСО

$$k = 11,75 (\omega\gamma)^{0,437} \text{ при } \omega_b = 0,1 \text{ м/сек};$$

$$k = 9,55 (\omega\gamma)^{0,304} \text{ при } \omega_b = 0,028 \text{ м/сек};$$

б) модель КФБО

$$k = 15,67 (\omega\gamma)^{0,385} \text{ при } \omega_b = 0,195 \text{ м/сек};$$

$$k = 12,74 (\omega\gamma)^{0,391} \text{ при } \omega_b = 0,093 \text{ м/сек};$$

$$k = 10,59 (\omega\gamma)^{0,348} \text{ при } \omega_b = 0,034 \text{ м/сек}.$$

Электрические калориферы

Нагрев воздуха для отопления шахтных стволов электрическим током распространения не получил из-за сравнительной дороговизны электроэнергии и самой установки. Преимущество электрического обогрева — высокий коэффициент полезного действия, широкий диапазон температур обогрева, компактность, легкость регулирования. В некоторых случаях, при низких ценах на электроэнергию и отсутствии других средств подогрева, электрические калориферы могут быть применены.

При расчете электрических калориферов определяются сечение и длина проводников, обеспечивающих выделение нужного количества тепла при прохождении электрического тока.

При прохождении тока по проводнику, согласно закону Джоуля, выделяется тепло

$$Q = 0,860IU = 0,860I^2R = 0,86 \frac{U^2}{R} \text{ ккал/ч}, \quad (50)$$

где I — сила тока, а;

U — падение напряжения, в;

R — сопротивление проводника, ом.

Сопротивление проводника R зависит от свойств его материала, сечения и длины

$$R = \rho \frac{l}{q},$$

где l — длина проводника, м;

q — поперечное сечение, мм²;

ρ — удельное сопротивление, ом·мм²/м.

Удельное сопротивление ρ изменяется с изменением температуры по закону

$$\rho = \rho_0 [1 + \beta (t - 20)],$$

где ρ — сопротивление при 20° ;

β — температурный коэффициент по табл. 19.

Таблица 19

Материал	ρ_0	β
Алюминиевая проволока	0,027	0,00400
Сталь	0,13	0,00470
Хромоникель (60% Ni + 10% Cr + +30% Fe)	1,10	0,00025
Константан (50% Cu + 50% Ni)	0,480	0,00004
Крупин (Fe, Ni)	0,850	0,00070
Никелин (62% Cu + 20% Ni + 18% Zn) .	0,410	0,000067

Количество потребного для нагрева воздуха тепла определяется по формуле (9)

$$Q = 0,24g_1 (t_b'' - t_b') \text{ ккал/ч},$$

но, с другой стороны,

если t_n — температура проводника;

t_b — средняя температура воздуха, проходящего через калорифер;

α — коэффициент теплоотдачи от поверхности проводника к воздуху;

F — поверхность проводника, m^2 ,

тогда

$$Q = \alpha F (t_n - t_b) \text{ ккал/ч}. \quad (51)$$

Для круглого проводника

$$F = \frac{\pi d l}{1000},$$

где d выражено в миллиметрах.

$$R = \frac{4\rho l}{\pi d^2},$$

откуда, решая совместно уравнения (50) и (51), получим

$$l = 41 \sqrt[3]{\frac{U^2 Q}{\rho \alpha^2 (t_n - t_b)^2}}. \quad (52)$$

Коэффициент теплоотдачи α при принудительном движении воздуха можно определить по формуле проф. Б. М. Аше

$$\alpha = 2,5 \frac{\omega^{0,466}}{d^{0,534}} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (53)$$

где ω — скорость воздуха, м/сек;

d — диаметр проводника, м.

Эта формула справедлива при $40 < Re < 4000$.

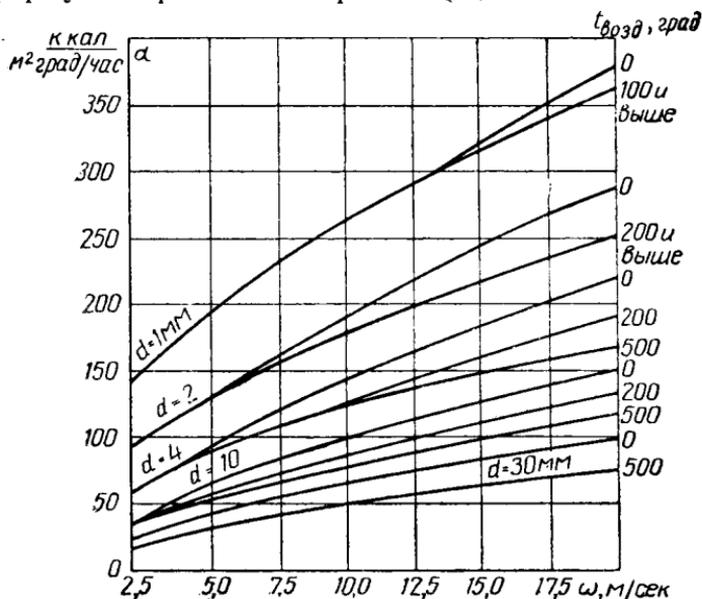


Рис. 32. Зависимость α от скорости воздуха ω

На рис. 32 приведен график зависимости коэффициента теплоотдачи конвекцией α нагревателей электрокалориферов в поперечном воздушном потоке от скорости последнего для эквивалентных диаметров от 1 до 31 мм и температур воздуха от 0 до 500°.

График построен канд. техн. наук А. Д. Свенчанским и инж. А. С. Малышевым по данным проведенной ими экспериментальной работы [19]. Эквивалентный диаметр взят потому, что опыты проводились как для проволочных, так и для ленточных нагревателей.

Длину проводника можно получить следующим образом.

$$\pi d l \alpha \left(t_n - \frac{t_B' + t_B''}{2} \right) = 0,24 g_1 (t_B'' - t_B'),$$

откуда

$$l = 0,0765 \frac{g_1 (t_B'' - t_B')}{\alpha d \left(t_n - \frac{t_B' + t_B''}{2} \right)}, \text{ м} \quad (54)$$

где d — диаметр проводника, м;

t_n — средняя температура проводника, град.

Температура проволоки принимается при установившемся состоянии 250—500°. Порядок расчета может быть принят следующий: определяется длина проволоки по формуле

$$l := \frac{Q}{\alpha \Delta t \pi d},$$

где Q — потребное количество тепла, *ккал/ч*;

α — коэффициент теплоотдачи, *ккал/м²·ч·град*;

Δt — разность температур поверхности проволоки и средней температуры воздуха, *град*;

d — диаметр проволоки, *мм*,

при этом диаметр проволоки задается, а затем определяется количество параллельных секций, чтобы количество тепла соответствовало теплоотдаче проволоки окружающему воздуху.

Если n — число параллельных секций;

r — сопротивление одной секции, *ом*,

тогда общее сопротивление калорифера

$$R = \frac{r}{n},$$

а сопротивление одной секции при длине проволоки $\frac{l}{n}$

$$r = \frac{l \rho}{n q} = \frac{4 l \rho}{n \pi d^2}.$$

Отсюда общее сопротивление калорифера

$$R = \frac{4 l \rho}{n^2 \pi d^2}.$$

Так как

$$Q = 0,86 \frac{U^2}{R}$$

или

$$Q = 0,86 \frac{U^2 n^2 \pi d^2}{4 l \rho},$$

то

$$n = \frac{1,2 \sqrt{Q l \rho}}{U d}, \quad (55)$$

где l — длина проволоки (ленты), *м*;

U — напряжение, *в*;

d — диаметр проволоки, *мм*.

Скорость движения воздуха в калорифере может быть принята 10—20 *м/сек*.

III. РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДА И ВЫБОР ВЕНТИЛЯТОРА

При проектировании и расчете воздуховода калориферной установки необходимо:

- 1) определить размер поперечного сечения воздуховода;
- 2) выбрать лучшее расположение его;
- 3) подсчитать сопротивление при протекании воздуха по воздуховоду;
- 4) произвести выбор конструкции и производительности вентилятора, а также электродвигателя к нему.

Динамический напор и статическое давление

Движущийся воздух оказывает давление на всякую поверхность, лежащую в плоскости, не параллельной движению воздушного потока, и тем больше, чем ближе положение этой плоскости к перпендикулярному по отношению к направлению движения воздушного потока. Рассматриваемое давление создается только движением воздуха и носит название динамического давления или напора. Измеряется оно в миллиметрах водяного столба или $кг/м^2$ и определяется для плоскости, перпендикулярной движению потока, по формуле

$$h_d = \gamma \frac{\omega^2}{2g}, \quad (56)$$

где ω — скорость воздуха, $м/сек$;

γ — удельный вес воздуха, $кг/м^3$;

g — ускорение силы тяжести, $м/сек^2$.

Давление воздуха на стенки канала или трубопровода, измеренное по манометру и представляющее разность между абсолютным давлением воздуха и барометрическим давлением, называется статическим давлением, обозначается $h_{ст}$ и может быть измерено также в миллиметрах водяного столба.

Для перемещения воздуха по системе калориферной установки необходима разность напоров по пути движения, которая

затрачивается на преодоление всех сопротивлений, возникающих по пути движения воздуха.

При условии движения воздуха в системе без потерь уравнение Бернулли будет иметь следующий вид:

$$H = h_{\text{ст}} + \gamma \frac{\omega^2}{2g} = \text{const},$$

т. е. общее давление в воздуховоде постоянно.

В действительности, как уже указано, всякое движение воздуха или другого газа в каналах и трубопроводах сопровождается потерей энергии напора, которая проявляется в падении напора.

Если сумму всех сопротивлений обозначить через Δh , то предыдущее уравнение Бернулли примет следующий вид (при постоянной температуре газа):

$$h'_{\text{ст}} + \frac{\omega_1^2}{2g} \gamma = h''_{\text{ст}} + \frac{\omega_2^2}{2g} \gamma + \Delta h.$$

Представим канал постоянного сечения. В этом случае скорости во всех сечениях будут равны, если, конечно, по пути газ не расходует, $\omega_1 = \omega_2$, и уравнение примет следующий вид:

$$h'_{\text{ст}} = h''_{\text{ст}} + \Delta h,$$

т. е.

$$\Delta h = h'_{\text{ст}} - h''_{\text{ст}}.$$

Это равенство указывает, что все сопротивления преодолеваются исключительно за счет расхода статического напора. На величину динамического напора h_g сопротивления не оказывают никакого влияния, h_g зависит исключительно от скорости и изменяется с изменением ее.

Возвращаясь к уравнению Бернулли без потерь

$$h_{\text{ст}} + \frac{\omega^2}{2g} \gamma = \text{const},$$

видим, что всякое изменение скорости неизбежно вызывает изменение статического напора; иначе говоря, при уменьшении скорости движения газов соответствующая часть динамического напора переходит в статический и, наоборот, увеличение скорости происходит за счет уменьшения статического напора.

Динамический напор легко определяется по скорости движения. Что касается статического напора, то точно теоретически определить его невозможно, так как он зависит от многих чисто практических факторов: от формы каналов, степени их шероховатости и т. д.

Расчет воздухопроводов

Расчет воздухопроводов, по которым нагретый воздух поступает в ствол шахты, сводится к определению площади их поперечного сечения и потери статического напора на трение и местные сопротивления.

Площадь поперечного сечения определяется по формуле

$$F = \frac{V}{3600\omega}, \quad (57)$$

где F — площадь поперечного сечения, m^2 ;

V — часовой объем воздуха (m^3), проходящего через данное поперечное сечение воздуховода;

ω — скорость воздуха в воздуховоде, $m/сек$.

В кирпичных и бетонных каналах можно принимать скорость $\omega = 6-7$ $m/сек$ и как наибольшее значение 10 $m/сек$. В железных воздуховодах скорость $\omega = 8-10$ $m/сек$ и как максимум допускается до 15 $m/сек$.

Следует отметить, что потери на трение и местные сопротивления в каналах пропорциональны квадрату скорости и при больших скоростях резко возрастают.

В табл. 20 дана зависимость $h_g = \gamma \frac{\omega^2}{2g}$ от ω при температуре воздуха $+70^\circ$ и нормальном давлении.

Таблица 20

$\omega, m/сек$	$\gamma \frac{\omega^2}{2g}, кг/м^2$	$\omega, m/сек$	$\gamma \frac{\omega^2}{2g}, кг/м^2$
1	0,05	8	3,35
2	0,21	9	4,25
3	0,47	10	5,25
4	0,84	12	7,55
5	1,3	14	10,3
6	2,89	15	11,85
7	2,57	20	21,0
		30	42,5

Однако малые скорости движения воздуха снижают эксплуатационные затраты и увеличивают стоимость сооружения канала. Скорости движения воздуха следует выбирать исходя из технико-экономического расчета таким образом, чтобы дополнительные капитальные затраты окупались экономией эксплуатационных расходов за определенный срок, при этом следует принять во внимание также конструктивные соображения.

Напор в калориферной установке, как это ясно из вышеизложенного, состоит из двух частей:

$$h = h_d + h_{ст},$$

где h_d — динамический напор, расходуемый на создание скорости;

$h_{ст}$ — статический напор, расходуемый на преодоление сопротивлений при движении воздуха в калориферной установке.

В свою очередь величину $h_{\text{ст}}$ можно разложить на

$$h_{\text{ст}} = h_r + h_z + h_k,$$

где h_r — часть статического напора, расходуемого на преодоление трения воздуха о стенки канала;

h_z — часть статического напора, расходуемого на преодоление местных сопротивлений, встречающихся на пути движения воздуха, как-то: повороты, задвижки, изменения формы и величины поперечного сечения канала и т. д.;

h_k — часть статического напора, расходуемого на преодоление сопротивления калорифера.

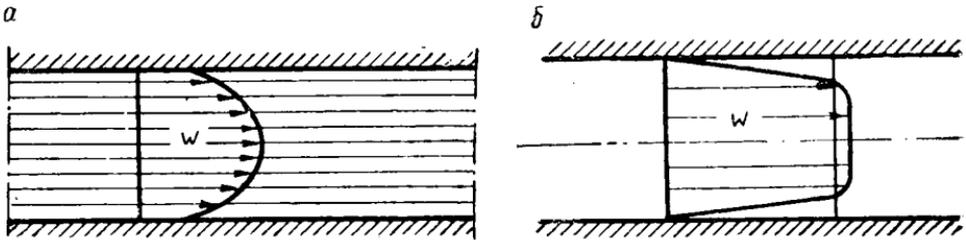


Рис. 33. Распределение скорости:

a — по сечению трубы при ламинарном движении; *б* — по сечению трубы при турбулентном движении

Указанный напор h должен быть создан вентилятором, прогоняющим воздух через калориферную установку.

Сопротивление трению. Чтобы облегчить усвоение материала, излагаемого ниже, разберем вопрос движения воздуха по трубе. Течение газа по трубам подчиняется законам движения жидкости. В результате практических наблюдений и опытных исследований установлено, что существуют два различных режима движения газов по трубопроводам и каналам: ламинарный и турбулентный.

В первом случае отдельные струи потока движутся параллельно друг другу, не смешиваясь и спокойно огибая все препятствия без образования вихрей. В прямой и гладкой трубе частицы движутся прямолинейно.

Во втором случае поток движется в виде беспорядочной массы, сильно возмущенной вихрями. Каждая частица, участвуя в общем продольном движении, совершает дополнительно еще поперечные колебания, двигаясь по некоторым сложным траекториям, чем нарушается параллельно-струйное движение. На рис. 33, *a* изображена труба, в которой воздух движется параллельными струйками, т. е. ламинарно. Скорость частиц воздуха в разных точках поперечного сечения потока разная и возрастает с удалением от стенки, приобретая максимальное значение на оси трубы; у самых стенок скорость равна нулю.

Геометрическое место концов векторов ω (скоростей) в разных точках поперечного сечения, образует параболоид вращения с осью вращения, совпадающей с осью трубы.

В случае турбулентного потока в круглой трубе в большей части поперечного сечения скорость движения частиц одинакова и близка к средней скорости потока.

С удалением от оси трубы к стенке скорость убывает очень медленно, оставаясь почти постоянной, вблизи же стенки происходит резкое уменьшение скорости. В имеющемся здесь тонком пограничном слое происходит ламинарное движение вследствие трения частиц о стенку, и скорость изменяется здесь параболически (рис. 33, б). Опытами и теоретическим путем установлено, что характер движения газа определяется следующими факторами:

средней скоростью потока, диаметром трубопровода, плотностью газа, абсолютной вязкостью газа и степенью шероховатости труб.

В случае гладких труб режим движения определяют только первые четыре фактора.

Рейнольдс нашел следующую зависимость:

$$Re = \frac{\omega d \rho}{\mu},$$

где Re — критерий Рейнольдса;

ω — средняя скорость потока газа, $м/сек$;

d — диаметр воздухопровода, $м$;

ρ — плотность газа

$$\rho = \frac{\gamma}{g};$$

γ — удельный вес газа, $кг/м^3$;

g — ускорение силы тяжести, $м/сек^2$;

μ — коэффициент абсолютной (динамической) вязкости, характеризующей вязкие свойства газа. В технической системе единиц имеет размерность $кг \cdot сек/м^2$.

Отношение $\frac{\mu}{\rho} = \nu$ называется кинематическим коэффициентом вязкости и имеет размерность $м^2/сек$.

Подставляя в выражение для числа Рейнольдса значение коэффициента ν , получаем

$$Re = \frac{\omega d}{\nu}. \quad (58)$$

Число Рейнольдса — величина отвлеченная.

В результате многочисленных опытов и практических наблюдений установлено, что для круглых труб во всех случаях, где $Re < 2300$, поток газа остается ламинарным. Для случаев, когда

$Re > 2300$, поток становится турбулентным, причем интенсивность вихрей в потоке возрастает с увеличением значения критерия Re .

Значение $Re_{крит} = 2300$, при котором происходит переход движения из ламинарного в турбулентное, называется критическим. Скорость потока, соответствующая критическому значению Re , называется критической скоростью

$$\omega_{крит} = \frac{Re_{крит} \nu}{d}$$

При этой скорости происходит изменение режима движения. Значение коэффициента абсолютной (динамической) вязкости $\mu 10^{+6}$ кг сек/м² для воздуха приведено в табл. 21.

Таблица 21

Коэффициент абсолютной динамической вязкости μ в зависимости от температуры t , град.

t $\mu 10^{+6}$	-30 1,59	0 1,77	+50 2,04	100 2,27	200 2,65	300 3,03
----------------------	-------------	-----------	-------------	-------------	-------------	-------------

Потери давления на трение определяются по известной формуле гидравлики

$$h_r = \beta l \frac{U}{F} \omega^2 \frac{\gamma}{2g}, \quad (59)$$

где β — коэффициент трения (безразмерная величина);

l — длина воздуховода, м;

U — периметр поперечного сечения воздуховода, м;

F — площадь поперечного сечения воздуховода, м²;

ω — средняя скорость движения воздуха, м/сек;

γ — удельный вес воздуха, кг/м³;

g — ускорение силы тяжести, м/сек².

Для круглых воздухопроводов

$$U = \pi d;$$

$$F = \frac{\pi d^2}{4},$$

откуда

$$h_r = \lambda \frac{l}{d} \omega^2 \frac{\gamma}{2g} \text{ мм вод. ст.}, \quad (60)$$

где $\lambda = 4\beta$ — коэффициент сопротивления (безразмерная величина);

d — диаметр воздуховода, м;

ω — скорость движения воздуха по воздуховоду, м/сек.

Для шероховатых каналов различные авторы, основываясь на своих экспериментах, дают различные значения λ .

Для шероховатых каналов в изменении λ различают три зоны. Первая зона определяется пределами устойчивого ламинарного движения, причем в этом случае коэффициент трения вычисляется по формуле

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}, \quad (61)$$

где Re — число Рейнольдса при средней скорости движения воздуха.

Вторая зона — переходная от ламинарного движения к турбулентному, с не вполне развившейся турбулентностью. Шероховатый канал имеет такое же сопротивление, как и гладкий, так как в этом случае выступы шероховатости не выходят за пределы толщины пограничного слоя.

В этом случае величина λ вычисляется по формуле Всесоюзного теплотехнического института (ВТИ)

$$\lambda = \frac{1,01}{(\lg \text{Re})^{2,5}} \quad (62)$$

и по формуле Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}. \quad (63)$$

Для шероховатых воздухопроводов применимы (третья зона — турбулентное движение, λ не зависит от критерия Re) формулы:

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,14 + 2 \lg \frac{d}{K}\right)^2} \quad (64)$$

или формула Шифринсона

$$\lambda = 0,111 \left(\frac{K}{d}\right)^{0,25}, \quad (65)$$

где K — высота отдельных неровностей стенок воздуховода, мм;

d — диаметр воздуховода, мм.

Практически при тех скоростях, которые имеют место в воздуховодах калориферных установок, пользуются формулами (63) и (64).

На практике обычно расчет шероховатых воздухопроводов ведется по единым номограммам и таблицам, составленным для гладких воздухопроводов, а результат умножается на соответствующий коэффициент.

При определении потерь на трение для канала прямолинейной формы пользуются значением эквивалентного диаметра, причем различают два понятия:

1) эквивалентный диаметр по скорости, т. е. такой диаметр круглого трубопровода, при котором, при одной и той же скорости ω м/сек, потеря напора равна потере напора в прямоугольном воздуховоде шириной a и высотой b .

По формуле (59) для прямоугольного воздуховода при $U = 2(a + b)$ и $F = ab$

$$h_r = \beta l \frac{2(a+b)}{ab} \omega^2 \frac{\gamma}{2g}.$$

Приравнивая это выражение к формуле (59) для круглого воздуховода и полагая $\lambda = 4\beta$ при равных ω , l , γ и g , имеем

$$4\beta \frac{l}{d} \frac{\omega^2}{2g} \gamma = \beta l \frac{2(a+b)}{ab} \omega^2 \frac{\gamma}{2g},$$

откуда

$$d_{\text{экв}} = \frac{2ab}{a+b}. \quad (66)$$

2) Эквивалентный диаметр по расходу $d'_{\text{экв}}$, т. е. такой диаметр круглого трубопровода, который при расходе воздуха, равном расходу в прямоугольном воздуховоде, дает такую же потерю на трение на единицу длины, как и в прямоугольном. Он может быть получен по уравнению

$$\frac{\lambda_{\text{кр}}}{4R_{\text{кр}}} \frac{\omega_{\text{кр}}^2 \gamma}{2g} = \frac{\lambda_{\text{пр}}}{4R_{\text{пр}}} \frac{\omega_{\text{пр}}^2}{2g} \gamma,$$

так как

$$R_{\text{кр}} = \frac{d}{4},$$

$$R_{\text{пр}} = \frac{ab}{2(a+b)},$$

где $R_{\text{кр}}$ и $R_{\text{пр}}$ — соответствующие гидравлические радиусы круглого и прямоугольного трубопроводов, т. е. отношение площади к периметру.

Полагая с некоторым допущением, что $\lambda_{\text{кр}} = \lambda_{\text{пр}}$ и учитывая, что

$$\omega_{\text{кр}} = \frac{4V}{\pi d^2} \quad \text{и} \quad \omega_{\text{пр}} = \frac{V}{ab},$$

получим

$$d'_{\text{экв}} = 1,25^5 \sqrt{\frac{a^3 b^3}{a+b}}. \quad (67)$$

Следовательно, определение величины трения для прямоугольного воздуховода сводится к определению эквивалентного

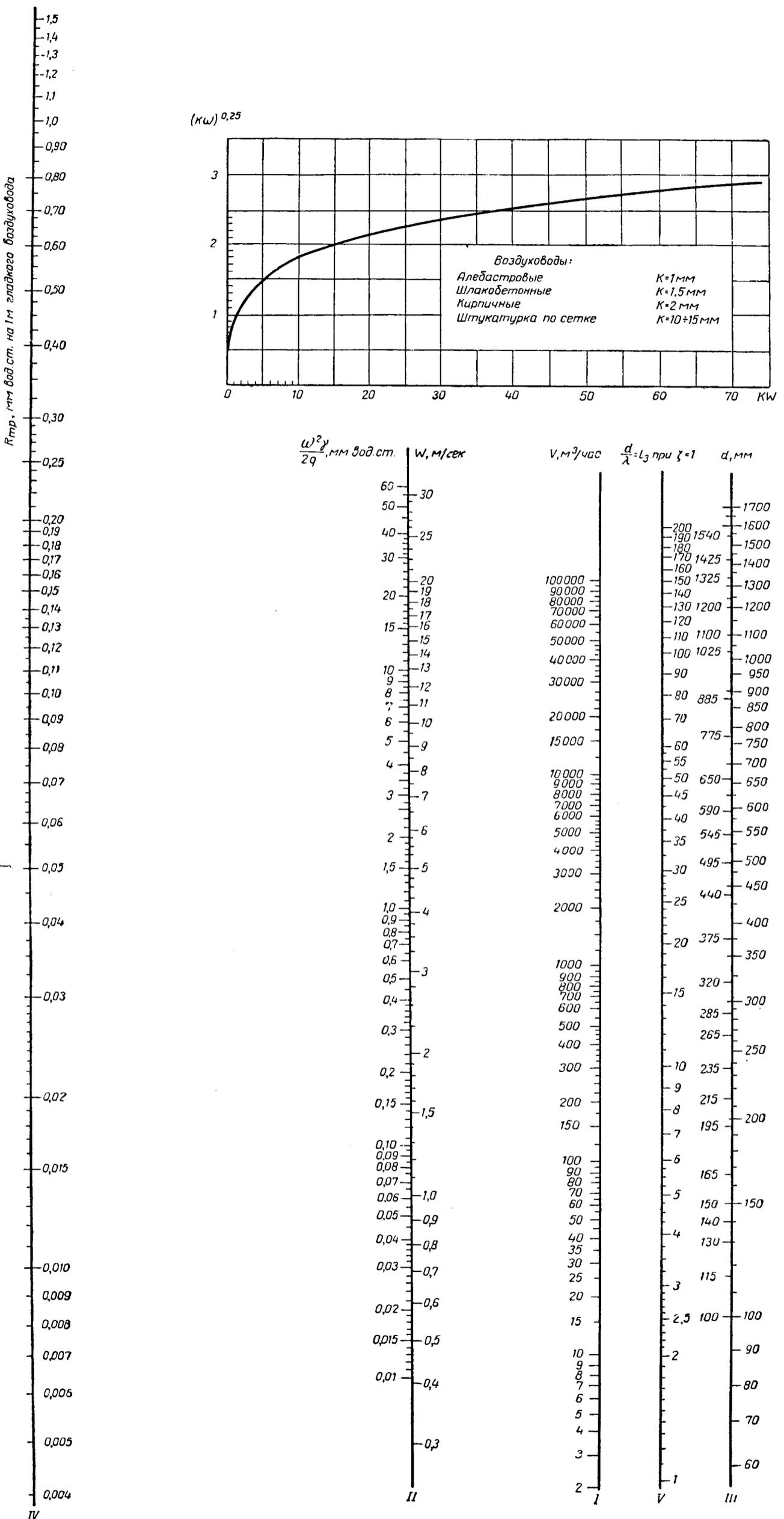


Рис. 34. Номограмма для определения потерь на трение в круглых гладких воздуховодах

диаметра и по таблицам или номограммам для круглого диаметра определяется потеря на трение.

Величиной $d'_{\text{экв}}$ пользуются тогда, когда следует обеспечить в воздуховоде не только определенный расход, но также и скорость, а величиной $d'_{\text{экв}}$ — когда скорость не ограничена.

На рис. 34 приведена номограмма Г. А. Максимова [11] для определения потерь на трение в круглых гладких воздуховодах. Для шероховатых каналов соответствующую поправку к потере на трение в гладких трубопроводах можно внести по методу проф. Б. М. Аше.

Учитывая формулы (63) и (65), получим

$$\frac{\lambda_{\text{ш}}}{\lambda_{\text{гл}}} = \frac{0,111 \left(\frac{K}{d}\right)^{0,25}}{\frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}} = (K\omega)^{0,25}. \quad (68)$$

Величину K можно принимать:

для шлако- и опилко-алебастровых каналов	= 1	мм
« кирпичных каналов	= 2	мм
« каналов из шлако-бетонных плит	= 1,5	мм

В среднем в расчетах трубопроводов по формуле (60) значение λ принимают:

для воздухопроводов из листовой стали

$$d > 400 \text{ мм} \quad \lambda = 0,02;$$

для кирпичного или футерованного воздуховода

$$d > 400 \text{ мм} \quad \lambda = 0,04.$$

Местные сопротивления движению воздуха имеют место:

- при изменении направления потока воздуха;
- при внезапном изменении сечения канала;
- при проходе через заслонки, клапаны и прочие препятствия движению газов.

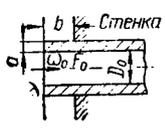
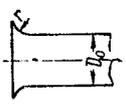
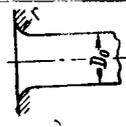
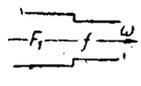
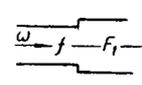
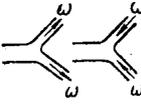
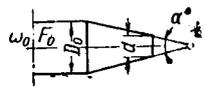
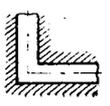
Все они пропорциональны квадрату скорости и тем самым — динамическому напору. Поэтому потерю напора на местные сопротивления обычно принято выражать как функцию от h_d в форме

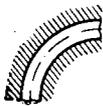
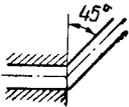
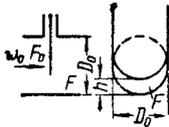
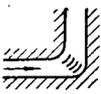
$$h_z = \xi h_d = \xi \gamma \frac{\omega^2}{2g} = \xi (1 + \alpha t) \gamma_0 \frac{\omega^2}{2g} \text{ мм вод. ст.}, \quad (69)$$

где ξ — опытный коэффициент местного сопротивления, который может быть определен по табл. 22.

Потеря напора на преодоление местных сопротивлений является необратимой.

Значения коэффициентов местных сопротивлений ξ [18], [31]

Наименование	Эскиз	Значения ξ при $\frac{b}{D_0}$										К скорости в сечении	
		0,0	0,002	0,005	0,01	0,02	0,5	0,1	0,2	0,5			
Вход в трубу, заделанную в стенку		0,0	0,002	0,005	0,01	0,02	0,5	0,1	0,2	0,5	В канале ω_0		
		0,5	0,57	0,63	0,68	0,73	0,80	0,86	0,92	1,0			
Коллектор на входе (неточечный), без торцевой стенки		ξ при $\frac{r}{D_0}$											
		0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,12			
С торцевой стенкой		1,0	0,87	0,74	0,61	0,5	0,4	0,32	0,2	0,1			
		0,5	0,44	0,37	0,31	0,26	0,22	0,19	0,15	0,09			
Входное сечение с экраном		$\xi = 1,4$											
Внезапное сужение канала		ξ при $\frac{f}{F_1} = 0 - 1,0$										ω	
		0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9		1,0
		0,5	0,47	0,45	1,38	0,34	0,30	0,25	0,20	0,15	0,09		0
Внезапное расширение канала		1	0,81	0,64	0,49	0,36	0,25	0,16	0,09	0,04	0,01	0	ω
V-образное ответвление при равенстве скоростей в ответвлениях		0,2 для каждого ответвления											
Постепенное сужение плавно сходящимся конусом (конфузор) круглого сечения		$0,47 \sqrt{\frac{\text{tg } \alpha}{2}} \left(\frac{D_0}{d} \right)$										ω_0	
Поворот под углом 90° постоянного сечения		1,5										Трубы	

Наименование	Эскиз	Значения ξ при $\frac{b}{D_0}$										К скорости в сечении
Закругленное колено под углом 90°		1,0										
Поворот на 45°		0,3										
Закругленный поворот		$\frac{r}{d}$	ξ									
		1,0	0,35									
		1,5	0,65									
		2,5	0,10									
5	0,00											
Сопротивление задвижки		Значения ξ при $\frac{h}{D_0}$										
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	
		97,8	35,0	10,0	4,6	2,06	0,98	0,44	0,17	0,06	0	
В цилиндрической трубе		19,3	44,5	17,8	9,12	4,0	2,1	0,95	0,39	0,07	0	
В прямоугольной трубе												
Выход воздуха из трубы произвольного сечения		1,0										Трубы
Прямое колено со вставленными внутри лопатками Прандтля		0,4										
Жалюзийная решетка		Для подвижных решеток $\xi=0,3$ Для неподвижных решеток $\xi=2,0$										

Диффузоры. При отсутствии сопротивлений, как изложено выше, из уравнения Бернулли следует, что при уменьшении динамического напора за счет его должен увеличиться статический напор. Для уменьшения динамического давления достаточно уменьшить скорость потока, увеличив сечение трубы. При изменении скорости потока возникнут потери. Чтобы потери были минимальными, надо создать возможно более плавное изменение скорости. С этой целью применяются диффузоры (рис. 35).

Воздух, подаваемый вентилятором, при сечении выходного патрубка F_1 , поступает через диффузор в трубопровод сечением F_2 , где скорость его уменьшается с ω_1 до ω_2 .

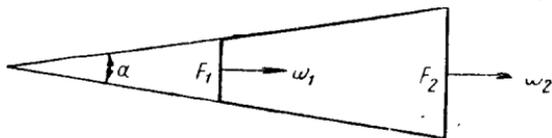


Рис. 35. Схема диффузора

Динамический напор при этом изменяется

$$\text{с } \gamma \frac{\omega_1^2}{2g} \text{ до } \gamma \frac{\omega_2^2}{2g}.$$

Теоретически при отсутствии потерь эта разница динамических напоров в начале и в конце диффузора должна перейти, согласно закону сохранения энергии, в статический напор. На самом деле, ввиду возникающих в диффузоре сопротивлений, лишь часть динамического напора превращается в диффузоре в статическое давление, равное

$$h'_{\text{ст}} = \eta \left(\gamma \frac{\omega_1^2}{2g} - \gamma \frac{\omega_2^2}{2g} \right), \text{ мм вод. ст.}$$

Остальная часть пойдет на преодоление сопротивлений. К. п. д. диффузора определяется по формуле

$$\eta = 1 - \frac{\left(\frac{F_2}{F_1} - 1 \right) \sin \alpha}{\left(\frac{F_2}{F_1} + 1 \right)}, \quad (70)$$

где α — угол раскрытия диффузора;

F_1 — сечение в начале диффузора;

F_2 — сечение в конце диффузора.

Чем меньше угол α , тем меньше будут сопротивления. Обычно угол раскрытия диффузора не более $20-25^\circ$.

Если угол раскрытия диффузора превосходит угол раскрытия струи, то основная масса потока может оторваться от стенок

и двигаться по диффузору без уменьшения скорости, т. е. диффузор перестанет работать.

Коэффициент сопротивления диффузора можно определить по формуле

$$\xi_d = \xi K,$$

где ξ — коэффициент сопротивления при внезапном изменении сечения (табл. 22);

K — коэффициент, который можно определить по графику (рис. 36).

Сопротивление калорифера. Аэродинамическое сопротивление калорифера h_k определяется в зависимости от типа калорифера.

Так, для паровых калориферов сопротивление подсчитывается по формулам, приведенным выше.

Для подсчета сопротивления пластинчатых калориферов пользуются формулой (29) и данными табл. 13.

Выбор вентилятора и электродвигателя к нему

В калориферных установках потребное давление воздуха не превышает обычно 100—150 мм вод. ст., поэтому в качестве воздуходувных машин применяются вентиляторы как низкого, так и среднего давления.

По принципу действия различают вентиляторы центробежные и осевые. Теоретические обоснования работы вентиляторов и их конструкции в настоящей работе не рассматриваются.

При выборе вентилятора следует учитывать ряд условий. Центробежные вентиляторы обычно применяются при больших давлениях и сравнительно небольших расходах. При больших расходах воздуха и сравнительно малых давлениях целесообразнее применять осевые вентиляторы. Такие условия имеют место при работе калориферной установки для отопления ствола шахты, и применение осевого вентилятора вполне оправдывается. Осевой вентилятор по сравнению с центробежным имеет следующие достоинства:

1) компактность, малые габариты и вес;

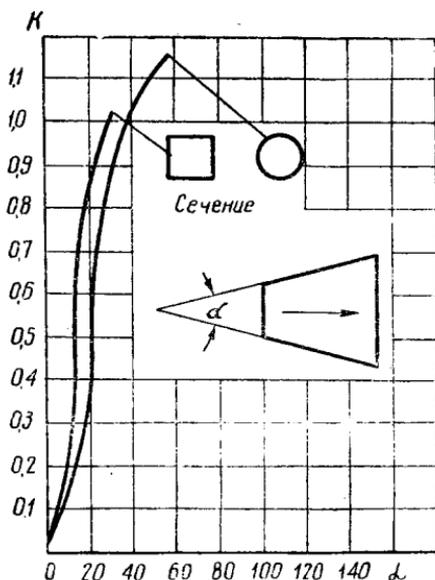


Рис. 36. Влияние угла раскрытия на коэффициент сопротивления диффузора

2) высокий к.п.д., быстроходность, что допускает непосредственное соединение вентилятора с электродвигателем;

3) с увеличением подачи воздуха свыше расчетной потребляемая мощность осевого вентилятора может оказаться меньшей, чем расчетная; для центробежных вентиляторов наблюдается повышение потребляемой мощности с увеличением производительности;

4) реверсивность, т. е. простое и легкое опрокидывание вентиляции;

5) возможность регулирования путем изменения угла установки лопаток.

Для подбора вентилятора необходимы следующие данные:

1) производительность, т. е. количество воздуха, которое должен перемещать вентилятор;

2) сопротивление сети при указанном выше количестве перемещаемого воздуха и полное давление, которое должен развивать вентилятор;

3) условия работы вентилятора, т. е. температура воздуха, проходящего через вентилятор, среднее барометрическое давление в районе установки вентиляторов;

4) напряжение сети, от которой питается электродвигатель вентилятора, и тип необходимого электродвигателя.

Обычно вентилятор устанавливают перед калорифером, что создает более благоприятные условия для его работы.

Такое расположение значительно сокращает размеры вентилятора, так как объемная производительность (при одном и том же тепловом эффекте калориферной установки) уменьшится примерно в 1,5—2,0 раза.

Снижается также и мощность электродвигателя вентилятора, что видно из примера.

Пример. Воздух нагревается в калориферной установке от $t'_в = -30^\circ$ до $t''_в = +70^\circ$. Количество воздуха $g_1 = 25\,000$ кг/ч.

Сравнить схемы установок вентилятора до калорифера и после него.

Количество тепла по формуле (9)

$$Q = 0,24 \cdot 25\,000 (70 + 30) = 480\,000 \text{ ккал/ч.}$$

1) Вентилятор установлен до калорифера. Производительность его

$$V_1 = \frac{g_1}{\gamma} = \frac{25\,000}{1,453} = 17\,150 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где $\gamma = 1,453$ кг/м³ при $t'_в = -30^\circ$.

2) Вентилятор установлен после калорифера

$$V_2 = \frac{25\,000}{1,029} = 24\,300 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где $\gamma = 1,029 \text{ кг/м}^3$ при $t_b'' = +70^\circ$, т. е. $\frac{V_2}{V_1} = \frac{24\,300}{17\,150} = 1,42$, т. е. производительность вентилятора по второй схеме (при одинаковых условиях) будет на 42% больше.

Так как мощность вентилятора $N \equiv VH$, сопротивление калориферной установки зависит от $\omega\gamma = \frac{g_1}{3600}$ и одинаково для обоих случаев, можно считать, что $H = \text{const}$ и $N \equiv V$, т. е. мощность электродвигателя во втором случае также будет больше.

Результаты испытаний калориферов показывают также, что при установке их после вентилятора (на нагнетании) теплоотдача калориферов несколько выше, чем при установке на всасывании за счет большей турбулентности потока воздуха.

Часовая производительность вентилятора определяется объемом V воздуха, подаваемым в ствол за час через калорифер.

Полный напор H , развиваемый вентилятором, расходуется, как указано выше, на:

1) преодоление потерь на трение и местных сопротивлений во всасывающем и нагнетательном воздуховоде

$$h_r + h_z;$$

2) преодоление сопротивления калорифера h_k ;

3) создание динамического напора при выходе воздуха из сети h_d .

Таким образом,

$$H = h_r + h_z + h_k + h_d.$$

Полный напор состоит из статического $H_{\text{ст}}$ и динамического H_d напоров $H = H_{\text{ст}} + H_d$.

При подборе вентилятора пользуются его характеристикой. Характеристикой вентилятора называется график, выражающий зависимость создаваемого им давления H , потребляемой на его валу мощности N и его к. п. д. η от производительности V .

Вид характеристики зависит от конструктивной особенности вентилятора.

Характеристики строятся на основании данных испытания их на стенде (для воздуха удельным весом $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$).

На рис. 37 показаны характеристики вентиляторов: *а* — центробежного с лопатками, загнутыми вперед; *б* — центробежного с лопатками, загнутыми назад; *в* — осевого вентилятора.

Как видно из рис. 37, для вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, типичен почти прямолинейный характер зависимости $N = f(V)$, в то время как для вентиляторов с лопатками, загнутыми назад, при больших производительностях возможно снижение мощности. Эти особенности следует учитывать при эксплуатации вентиляторов. В то время как значительное увеличение производительности (против расчетной) у центробежного вентилятора с лопатками, загнутыми назад, не вызывает значительной перегрузки электродвигателя, у вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, может получиться значительная перегрузка. Мощность холостого хода ($V = 0$) у центробежных

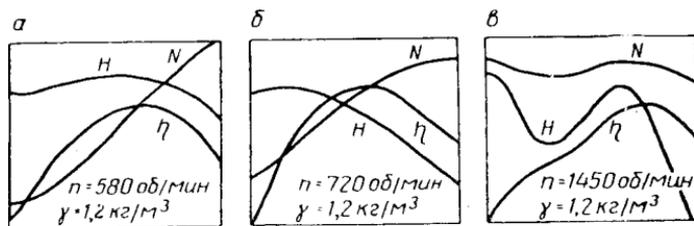


Рис. 37. Характеристики вентиляторов

вентиляторов значительно меньше мощности оптимального режима (при $\eta = \eta_{\max}$). Характеристика $H = f(V)$ вентиляторов с загнутыми вперед лопатками более пологая, чем при загнутых назад, и имеет часто седлообразный начальный участок. Рис. 37, в представляет типичную характеристику осевого вентилятора. Характеристика $H = f(V)$ еще более крутая, чем у центробежных вентиляторов с загнутыми назад лопатками. Следует учитывать, что мощность при частичной подаче ($V < V_p$) может оказаться большей, чем при расчетной производительности V_p . Мощность холостого хода ($V = 0$) примерно равна расчетной.

Определенные опытным путем характеристики дают возможность судить о степени совершенства вентилятора и его соответствия требуемым условиям работы.

При определении расчетных характеристик вентилятора, учитывая отклонение эксплуатационных режимов от расчетного, неточность расчетов и некоторые отступления от гарантийных данных заводов-изготовителей, следует принимать определенные запасы по напору и производительности.

Необходимая расчетная производительность вентилятора

$$V_p := K_1 \frac{760}{B} V, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (71)$$

а необходимый расчетный полный напор

$$H_p = K_2 H, \quad (72)$$

где K_1 — коэффициент запаса по производительности

$$(K_1 = 1,1);$$

K_2 — коэффициент запаса по напору ($K_2 = 1,1 - 1,2$);

B — барометрическое давление, мм рт. ст.

Так как заводы-изготовители дают характеристики машин ($V-H$) для воздуха, отнесенного к определенным условиям (обычно для $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$ при $p = 1 \text{ атм}$ и $t = 20^\circ$), то при выборе вентилятора необходимо произвести предварительно пересчет H_p к этим условиям по формуле

$$H_{p.д} = K_3 H_p \quad (73)$$

и по этому напору выбрать вентилятор по каталогу.

При этом $K_3 = \frac{\gamma_{\text{хар}}}{\gamma_{\text{расч}}}$ — коэффициент, характеризующий отношение удельного веса воздуха, принятого в заводской характеристике вентилятора, к расчетному удельному весу воздуха при температуре у вентилятора t'_B . Если

$$\gamma_{\text{хар}} = 1,2 \text{ кг/м}^3$$

и

$$\gamma_{\text{расч}} = 1,293 \frac{273}{273 + t'_B},$$

то

$$K_3 = \frac{1,2(273 + t'_B)}{1,293 \cdot 273} = 0,0034(273 + t'_B).$$

На рис. 38 показана характеристика центробежного вентилятора низкого давления № 17, построенная в координатах $V-H$ с нанесением кривых постоянного значения к. п. д. ($\eta = \text{const}$) и постоянной скорости вращения ($n = \text{const}$).

Пользоваться диаграммой просто. По заданному расходу V и напору H на диаграмме определяется точка, через которую проходят (или интерполируются) кривые искомой скорости вращения n и к. п. д. η .

Если определены величины V , H и N при данной скорости вращения вентилятора, то значения этих величин при другой скорости вращения можно определить (приближенно), пользуясь

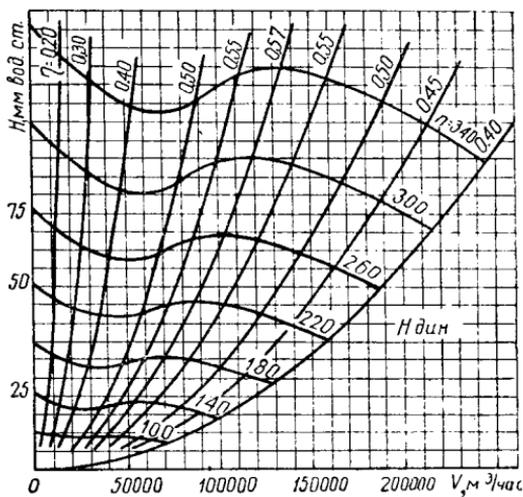


Рис. 38. Характеристика центробежных вентиляторов низкого давления № 17

законом пропорциональности, согласно которому зависимость между количеством подаваемого воздуха и скоростью вращения вентилятора характеризуется следующими отношениями:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{n_1}{n_2},$$

или

$$\frac{V_1}{n_1} = \frac{V_2}{n_2},$$

а между напором и скоростями вращения

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2},$$

или

$$\frac{H_1}{n_1^2} = \frac{H_2}{n_2^2} = \text{const.}$$

Из вышеуказанных соотношений следует, что

$$\frac{V_1 H_1}{V_2 H_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3}$$

и

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3},$$

или

$$\frac{N_1}{n_1^3} = \frac{N_2}{n_2^3} = \text{const.}$$

Указанные характеристики вентиляторов относятся к определенному типу вентилятора и не дают возможности судить о работе вентилятора другого типа, геометрически подобного первому. Характеристика, снятая для какого-нибудь вентилятора, может быть путем пересчетов перенесена на любой геометрически подобный вентилятор. Для этой цели составляются обезличенные характеристики серии вентиляторов.

На оси абсцисс обезличенной характеристики отложены скорости воздуха в выпускных отверстиях вентиляторов $\omega_{\text{вып}}$ (для центробежных $F = bb_1$) (рис. 39) или в ометаемых лопастями площадях; для осевых вентиляторов $F = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$.

На оси ординат откладывают полный напор вентилятора H с нанесением кривых $\eta = \text{const}$ и окружных скоростей рабочих колес $u = \text{const}$.

Характеристики дополняются вспомогательными таблицами, в которых для принятых номеров серий вентиляторов обозначены соответствующие D и $F_{\text{вып}}$.

На рис. 40 приводится обезличенная характеристика центробежных вентиляторов низкого давления, составленная доц. Калинушкиным для воздуха $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

Пользуются характеристикой следующим образом. По заданному напору H в соответствии с η_{max} предварительно определяют выпускную скорость $\omega_{\text{вып}}$, а затем — предварительную вели-

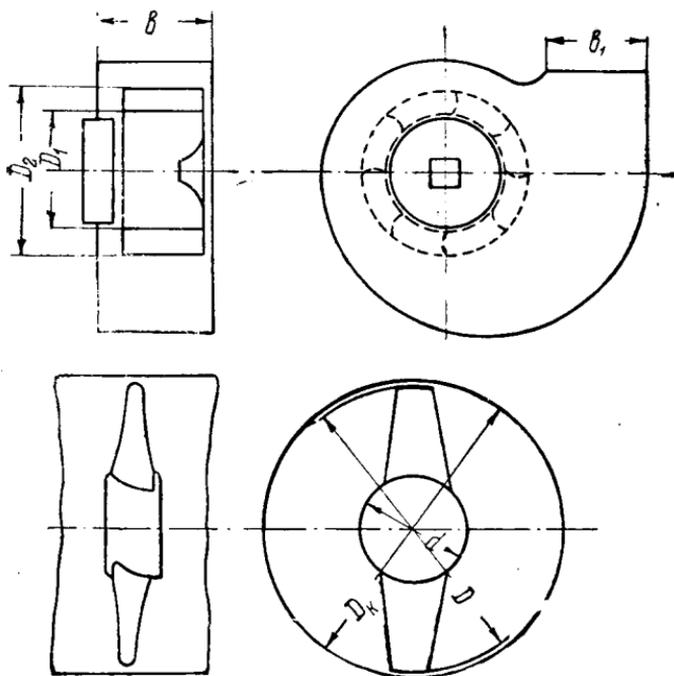


Рис. 39. Схемы центробежного и осевого вентилятора

чину выходного отверстия $F'_{\text{вып}} = \frac{V}{\omega_{\text{вып}}}$. Если полученная величина $F'_{\text{вып}}$ не соответствует указанному во вспомогательных

таблицах $F'_{\text{вып}}$, то в таблицах выбирают ближайшую величину $F_{\text{вып}}$; разделив на нее заданную производительность V , определяют $\omega_{\text{вып}} = \frac{V}{F_{\text{вып}}}$.

По заданному H и действительной скорости $\omega_{\text{вып}}$ находят по характеристике η и u .

Зная из таблиц действительную окружную скорость u (м/сек) и диаметр D (м), определяют скорость вращения вентилятора по формуле

$$n = \frac{60}{3,14} \frac{u}{D} = 19 \frac{u}{D}, \text{ об/мин.}$$

Пример. Подобрать вентилятор, если задано $H = 75 \text{ мм вод. ст.}$, $V = 60\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$, $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

Решение. Останавливаемся на центробежном вентиляторе. По рис. 40 определяем при $H=75$ мм вод. ст., $\eta_{\max}=0,57$, $\omega_{\text{вып}}=16,7$ м/сек.

Подсчитываем предварительно $F'_{\text{вып}} = \frac{60\,000}{3600 \cdot 16,7} = 1 \text{ м}^2$, чему соответствует по вспомогательной таблице (рис. 40) вентилятор

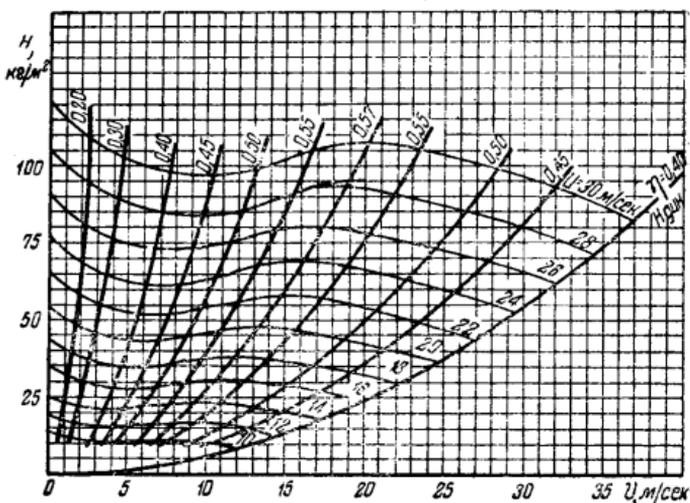


Рис. 40. Обозначенная характеристика центробежных вентиляторов низкого давления

№ вентилятора	D , м	$F_{\text{вып}}$, м ²	№ вентилятора	D , м	$F_{\text{вып}}$, м ²
2	0,2	0,026	11	1,1	0,775
3	0,3	0,058	12 ¹ / ₂	1,25	1,000
4	0,4	0,102	14	1,4	1,255
5	0,5	0,160	15 ¹ / ₂	1,55	1,540
6 ¹ / ₂	0,65	0,270	17	1,7	1,850
8	0,8	0,410	18 ¹ / ₂	1,85	2,190
9 ¹ / ₂	0,95	0,578	20	2,0	2,560

тор № 12¹/₂. Следовательно, действительная скорость будет $\omega_{\text{вып}}=16,7$ м/сек; $\eta=0,57$; $u=25,3$ м/сек; $D=1,25$ м.

$$n = 19 \frac{25,3}{1,25} = 383 \text{ об/мин.}$$

В зависимости от характеристики сети калориферной установки вентилятор будет обеспечивать различные производительности и напоры в соответствии со своей характеристикой при постоянной скорости вращения n и удельном весе γ перемещаемого воздуха.

Характеристика сети есть графически выраженная зависимость напора, расходуемого в сети, от количества проходящего через нее воздуха, т. е. $H = f(V)$.

Характеристика сети приближается к параболе, проходящей через начало координат, и может быть представлена в виде

$$H_c = KV^2 \text{ мм вод. ст.} \quad (74)$$

Изменение производительности вентилятора при работе на сеть возможно изменением характеристики вентилятора или сети.

Изменение характеристики вентилятора может быть произведено путем изменения скорости его вращения или посредством специальных направляющих аппаратов, а характеристики сети — путем введения добавочного сопротивления.

На рис. 41 схематически изображено совмещение характеристик вентилятора и сети. Здесь P — расчетная точка. При $V = V_p$ и $H = H_p$ скорость вращения вентилятора равна n об/мин. Для того чтобы через калорифер пропустить большее

количество воздуха, например V_1 , нужно увеличить скорость вращения вентилятора до n_1 об/мин. При этом давление, развиваемое вентилятором, должно быть равно новому сопротивлению сети H_1 . Точка I , характеризующая новый режим работы вентилятора, определяется как точка пересечения характеристики сети при новой подаче воздуха V_1 с соответствующей линией характеристики вентилятора. Одновременно с увеличением количества воздуха и напора, развиваемого вентилятором, возрастает и потребляемая им мощность.

Иногда приходится устанавливать в калориферной установке два параллельно работающих вентилятора.

Вообще говоря, следует по возможности избегать установки вентиляторов для совместной работы, так как это ведет к уменьшению надежности в эксплуатации. Целесообразнее в этом случае произвести расчленение калорифера на два и более самостоятельных, каждый из которых обслуживается вентилятором соответствующей производительности, с таким расчетом, чтобы

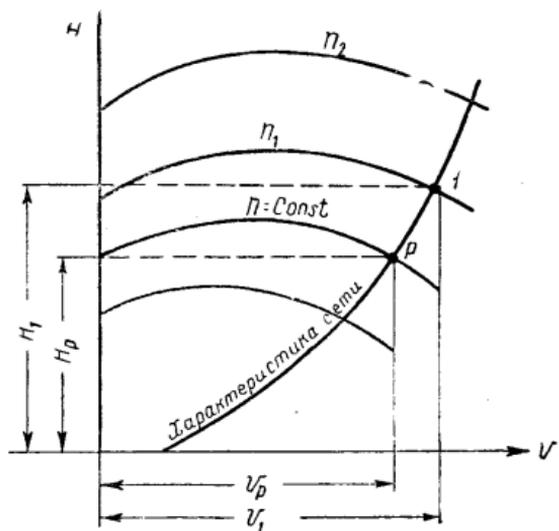


Рис. 41. Совмещение характеристик вентилятора и сети

работа вентиляторов и электродвигателей происходила при полной нагрузке. Кроме того, такая схема дает возможность осуществить регулировку работы калориферной установки и, в зависимости от температуры наружного воздуха, включать нужное число агрегатов — калорифер — вентилятор — электродвигатель.

При параллельной работе вентиляторов на общую калориферную установку целесообразно выбирать вентиляторы одной и той же производительности и характеристики.

В этом случае скорость вращения каждого вентилятора определяется следующим способом (рис. 42).

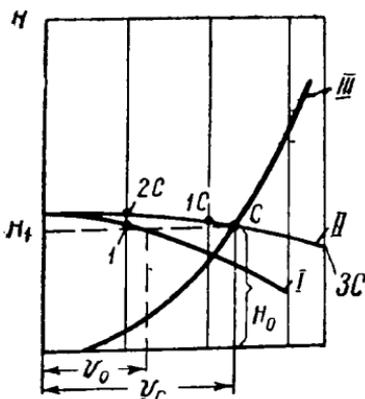


Рис. 42. Суммарная характеристика двух параллельно работающих вентиляторов:

I — характеристика одного вентилятора; *II* — суммарная характеристика; *III* — характеристика сети

характеристика сети; необходимые скорости вращения и напор каждого вентилятора определяются обычным способом по точке пересечения суммарной характеристики с линией *III*. Каждый из вентиляторов в этом случае подает количество воздуха

$$V_0 = \frac{V_c}{2}.$$

Подача V_0 определяется по точке пересечения линии напора H_c с линией *I*, построенной для каждого вентилятора в отдельности.

При параллельной работе вентиляторов с разными характеристиками возможны, в зависимости от характеристик вентиляторов, следующие варианты их совместной работы: 1) вентиляторы оба подают воздух в сеть; 2) нагрузку несет лишь один вентилятор, другой не подает воздуха в сеть и может ухудшить подачу воздуха в сеть первым вентилятором.

Поэтому к параллельной работе вентиляторов с разными характеристиками прибегают очень редко.

Подача вентилятора не зависит от удельного веса перемещаемого воздуха, и при изменении удельного веса воздуха, поступающего в вентилятор при неизменной объемной подаче его, изменяется напор и мощность вентилятора согласно соотношениям

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2} \text{ и } \frac{N_1}{N_2} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2}.$$

Мощность на колесе вентилятора, т. е. гидравлическая мощность, определяется по формуле

$$N_k = \frac{VH}{3600\eta_{102}}, \text{ квт}, \quad (75)$$

где V — часовая производительность вентилятора, $м^3/ч$;

H — полный напор вентилятора, $мм вод. ст.$;

η — к. п. д. вентилятора (берется по характеристике или таблице каталога).

Мощность на валу вентилятора определяется с учетом потерь в подшипниках

$$N_v = \frac{VH}{3600\eta_v\eta_{102}}, \text{ квт}, \quad (76)$$

где $\eta_v = 0,90 — 0,95$ в зависимости от типа подшипников, их числа и состояния.

Мощность на валу двигателя, т. е. мощность с учетом потерь в передаче от вентилятора к двигателю, будет

$$N_d = \frac{VN}{3600\eta_v\eta_n\eta_{102}}, \text{ квт}, \quad (77)$$

где η_n — к. п. д. передачи; для обычной ременной передачи

$$\eta_n = 0,90 — 0,95.$$

При соединении вентилятора с валом двигателя

$$\eta_n = 1.$$

При современном состоянии вентиляторостроения для осевых вентиляторов промышленного типа максимальными к. п. д., отнесенными к полным напорам и мощностям на колесах, являются $\eta = 0,60 — 0,8$, а для центробежных вентиляторов — $\eta = 0,55 — 0,65$.

Учитывая вышеприведенные соображения о запасе производительности и напоре, мощность двигателя следует определять по формуле

$$N_d = \frac{V_p H_p}{3600 \cdot 102 \eta_v \eta_n} = \frac{K_1 K_2 V H}{3600 \cdot 102 \eta_v \eta_n}, \text{ квт}. \quad (78)$$

После этого производится подбор по каталогу соответствующих по типу двигателей, у которых установленная мощность на валу должна быть ближайшей и большей по сравнению с подсчитанной.

Мощность, потребляемая электродвигателем из сети, определяется

$$N = \frac{N_d}{\eta_d}, \quad (79)$$

где η_d — обычно 0,8—0,9.

Наиболее распространенным типом двигателя является асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором.

При расчете вентиляторной установки следует по возможности использовать эффект действия диффузора, так как при этом получается значительная экономия в мощности, что видно из примера.

Пример. Сечение выходного патрубка центробежного вентилятора $F_1 = 1,55 \text{ м}^2$, угол диффузора $\alpha = 20^\circ$ и длина диффузора выбрана так, что при этой величине сечение в конце диффузора $F_2 = 3,1 \text{ м}^2$. Определить полученный, таким образом, добавочный статический напор, если через вентилятор проходит в час $120\,000 \text{ м}^3$ воздуха с удельным весом $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

$$V_{\text{сек}} = \frac{120\,000}{3600} = 33,4 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Скорость у выходного патрубка вентилятора

$$\omega_1 = \frac{V_{\text{сек}}}{F_1} = \frac{33,4}{1,51} = 22,1 \text{ м/сек.}$$

Скорость в конце диффузора

$$\omega_2 = \frac{V_{\text{сек}}}{F_2} = \frac{33,4}{3,10} = 11,05 \text{ м/сек.}$$

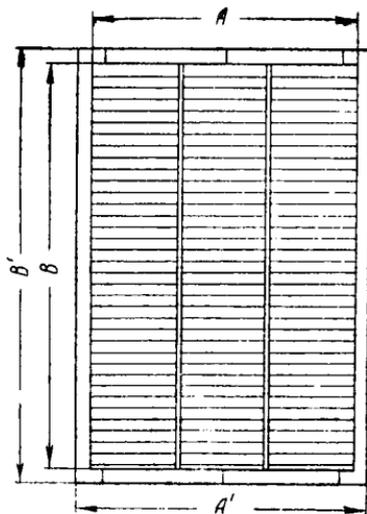
К. п. д. диффузора

$$\eta = 1 - \frac{\left(\frac{F_2}{F_1} - 1\right) \sin \alpha}{\left(\frac{F_2}{F_1} + 1\right)} = 1 - \frac{\left(\frac{3,1}{1,55} - 1\right) \sin 20}{\left(\frac{3,1}{1,55} + 1\right)} = 0,886.$$

Добавочный статический напор, создаваемый действием диффузора,

$$\begin{aligned} h_{\text{ст}} &= \frac{\gamma \eta}{2g} (\omega_1^2 - \omega_2^2) = \\ &= \frac{0,886 \cdot 1,2}{2 \cdot 9,81} (22,1^2 - 11,05^2) = 20 \text{ мм вод. ст.} \end{aligned}$$

Характеристика и размеры металлических жалюзийных решеток



Тип решетки	Размеры, мм				Пропускная способность решетки V м ³ /ч и сопротивление h кг/м ² (при $\xi=2,0$) в зависимости от скорости ω м/сек в живом сечении решетки														Живое сечение, м ²	Вес решетки, кг
	A	A'	B	B'	$\omega=2$ м/сек		$\omega=3$ м/сек		$\omega=4$ м/сек		$\omega=5$ м/сек		$\omega=6$ м/сек		$\omega=7$ м/сек		$\omega=8$ м/сек			
					V	h	V	h	V	h	V	h	V	h	V	h	V	h		
ЖМ 1	374	470	570	670	915	0,5	1 370	1,1	1 830	2,0	2 285	3,0	2 740	4,4	3 200	6,0	3 660	8,0	0,127	11,6
ЖМ 2	780	880	570	670	1 930	0,5	2 900	1,1	3 860	2,0	4 830	3,0	5 800	4,4	6 760	6,0	7 720	8,0	0,267	19,8
ЖМ 3	1 190	1 290	570	670	2 950	0,5	4 430	1,1	5 900	2,0	7 380	3,0	8 860	4,4	10 330	6,0	11 800	8,0	0,410	28,8
ЖМ 4	780	880	1 180	1 280	3 950	0,5	5 490	1,1	7 920	2,0	9 900	3,0	11 840	4,4	13 860	6,0	15 840	8,0	0,550	34,2
ЖМ 5	1 190	1 290	1 180	1 280	6 050	0,5	9 070	1,1	12 100	2,0	15 120	3,0	18 140	4,4	21 170	6,0	24 200	8,0	0,840	48,8
ЖМ 6	1 590	1 690	1 180	1 280	8 140	0,5	12 100	1,1	16 280	2,0	20 340	3,0	24 400	4,4	22 480	6,0	32 550	8,0	1,130	62,6
ЖМ 7	1 190	1 290	1 780	1 886	9 130	0,5	13 700	1,1	18 260	2,0	22 830	3,0	27 400	4,4	31 950	6,0	36 520	8,0	1,270	69,8
ЖМ 8	1 590	1 690	1 785	1 885	12 250	0,5	18 400	1,1	24 500	2,0	30 650	3,0	36 800	4,4	42 900	6,0	49 000	8,0	1,70	89,8

Потеря в диффузоре

$$h = \frac{h_{\text{ст}}}{\gamma} - h_{\text{ст}} = \frac{20}{0,886} - 20 = 2,5 \text{ мм вод. ст.}$$

Оставшееся динамическое давление по выходе из диффузора

$$h_d = \gamma \frac{\omega_2^2}{2g} = 7,5 \text{ мм вод. ст.}$$

Если, например, в установке потери $h_z + h_r + h_k = 50 \text{ мм вод. ст.}$, то получаем следующие два сравнительных баланса:

1) в установке с диффузором

$$H_2 = h_{\text{ст}} + h_d + h = 50 + 7,5 + 2,5 = 60 \text{ мм вод. ст.};$$

2) в установке без диффузора

$$H_2 = h_{\text{ст}} + h_d = 50 + \frac{1,2 \cdot 22,1^2}{2 \cdot 9,81} = 80 \text{ мм вод. ст.};$$

т. е. получаем экономию в расходе энергии.

Пример. Требуется подобрать вентилятор для перемещения воздуха в объеме $V = 50\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$ при $t = 70^\circ$,

$$H_p = 40 \text{ мм вод. ст.}$$

Решение. Для того чтобы получить при $t = 70^\circ$ напор $H_p = 40 \text{ мм вод. ст.}$, по каталогу следует выбрать вентилятор при $V = 50\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$ с напором

$$H = K_3 H_p = 0,0034 (273 + 70) 40 = 46,5 \text{ мм вод. ст.}$$

При подсчете мощности в формулах следует ввести напор вентилятора при рабочей температуре, т. е. H_p .

К вентилятору наружный воздух обычно поступает через жалюзийные решетки. В табл. 23 приведены характеристика и размеры металлических жалюзийных решеток. Скорость воздуха в решетках $\approx 4 \text{ м/сек.}$

IV. ВРЕМЕННЫЕ КАЛОРИФЕРНЫЕ УСТАНОВКИ ПРИ ПРОХОДКЕ ГОРНЫХ ВЫРАБОТОК

Горные выработки иногда проходятся в зимнее время и проветривание их холодным воздухом вызывает обмерзание стенок выработок и проходческого оборудования. При таких условиях возможны заболевания рабочих, и труд становится небезопасным. Правильным профилактическим решением этого вопроса является предварительный подогрев вентиляционного воздуха калориферами, аналогичными стационарно действующим калориферным установкам шахт. Однако, вследствие временного характера проходческих работ и длительности процесса сооружения постоянной калориферной, в большинстве случаев подогрев воздуха в период строительства шахт не предусматривается.

Целесообразно поэтому строить временные калориферные установки.

В Кузбассе на шахте им. Сталина при проходке ствола в зимнее время наблюдались обмерзание стенок ствола и оборудования и простудные заболевания рабочих. По предложению В. А. Утки [27] была сооружена временная малогабаритная калориферная установка, введенная в эксплуатацию в пятидневный срок. Установка была размещена в проходческом копре и не мешала операциям по наращиванию трубопроводов и спуску материалов.

На рис. 43 приведена схема расположения вентиляторов и калориферов этой установки. Проветривание стволов производилось тремя вентиляторами «Проходка-500» и одним вентилятором В-УПД с диаметром рабочего колеса 1800 мм, последний применялся только при проветривании забоя после взрывания шпуров.

Калориферная установка с общей поверхностью нагрева $131,6 \text{ м}^2$ имела две параллельных и две последовательных секции и обводную трубу для пропуска части холодного воздуха в обход при работе вентилятора В-УПД, во избежание обмерзания секций калорифера.

Калориферы получали пар от временной котельной при давлении 1,5—2,0 *ати*. Воздух нагревался до 10—15° и поступал в ствол. В период сильных морозов —40, —50° установка работала хорошо, в стволе поддерживалась температура +5 — +15°. Обогрев ствола способствовал ускорению темпов проходки.

При переходе от проходки вертикальных стволов к проведению горизонтальных выработок требуется значительное увеличение количества подаваемого воздуха, причем обычно нагне-

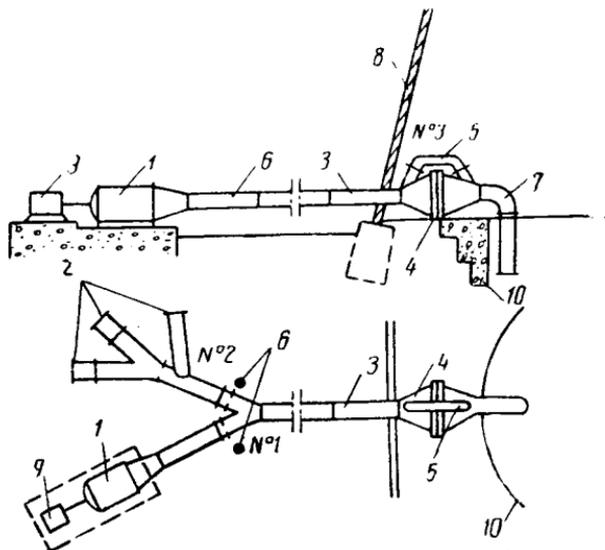


Рис. 43. Схема расположения калориферной установки при проходке ствола:

1 — вентилятор типа В-УПД; 2 — вентиляторы „Проходка-500“; 3 — вентиляционный трубопровод; 4 — калориферные секции; 5 — оболочная труба; 6 — шибер; 7 — вентиляционное колено; 8 — утепленная обшивка копра; 9 — электродвигатель; 10 — ствол

тательная схема проветривания заменяется на всасывающую. И в этом случае на шахтах-новостройках Кузбасса применялись временные калориферные установки с питанием от временных котельных.

Метод расчета временных калориферных установок тот же, что и постоянных. В. А. Утка рекомендует три схемы установки калориферов при всасывающей схеме проветривания.

В первой схеме (рис. 44) имеется один вентилятор 1 с калориферами 2. Подогретый до 40—50° воздух по металлическому трубопроводу 3 поступает в ствол на глубину 8—10 м, где смешивается с холодным вентиляционным воздухом. В результате смешения в шахту поступает воздух при температуре +4, +8°.

При этой схеме, если надшахтное здание не отапливается, оборудование клетки 6 может обмерзнуть в самом здании.

По второй схеме нагретый в калориферах 5 воздух вентилятором 4 подается в копер, который обогревается до температуры $+5 - +10^{\circ}$. Из копра теплый воздух поступает в шахту. В этой схеме используются не одна, а несколько калориферных установок производительностью, равной производитель-

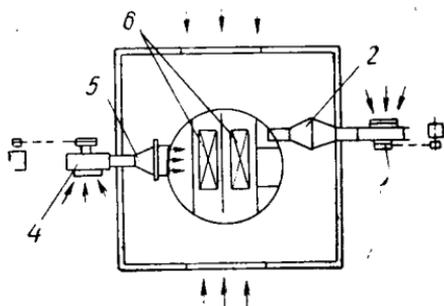
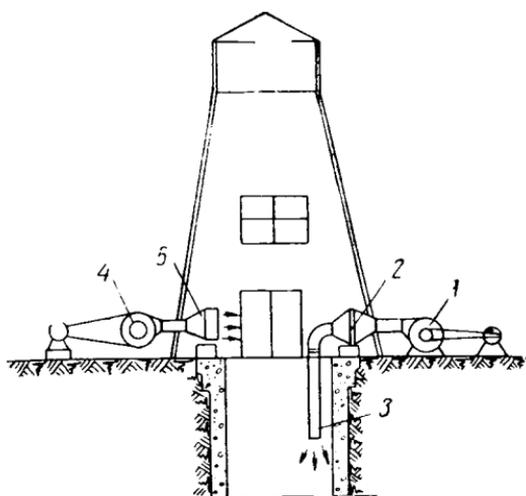


Рис. 44. Схема устройства обогрева при проходке горизонтальных выработок

ности главного вентилятора. Эта схема предотвращает обмерзание, но требует герметизации копров и большой поверхности нагрева калориферных установок.

Третья схема представляет сочетание предыдущих: один калорифер 2 подогревает воздух для ствола, другой 5 — для надшахтного здания. В этом случае тамбура в надшахтном здании не требуется.

При одновременном прохождении нескольких стволов временные калориферные установки предусматриваются для каждого ствола в отдельности.

V. ТРУБОПРОВОДЫ

Паропроводы и теплопроводы

От котельной к калориферной установке для отопления шахтного ствола пар подается по паропроводу. Отдав тепло воздуху, пар конденсируется и по обратной линии — конденсатопроводу конденсат может быть направлен в котельную, в сборный бак для питательной воды. Затем конденсат используется для питания котлов. При обогреве калориферов перегретой водой последняя подается к ним по теплопроводу.

Для обогрева паровых калориферов применяется насыщенный пар давлением 0,5—3 *ати*. Паропровод, по которому поступает пар к калориферу, должен быть прост и проложен с уклоном 0,1—0,0025 в сторону движения пара. Подачу пара от котельной к калориферной в целях надежности работы лучше вести по самостоятельному паропроводу, не возможна подача пара и от общей сети промплощадки.

Во время остановки работы калориферной установки в некоторых местах паропровода может скопиться конденсат, который при пуске в работу должен быть удален. В таких точках паропровода делается дренаж, работающий периодически (открывая вручную соответствующий вентиль перед пуском пара в трубопровод спускают собравшийся конденсат). При прокладке паропровода с уклоном от котельной к калориферу профиль паропровода получается наиболее нормальным. В этом случае дренаж устраивается перед входом пара в калорифер. Иногда, исходя из местных условий, требуется подъем паропровода от котельной к калориферной установке. В этом случае дренаж должен быть осуществлен как на паропроводе в котельной, так и у места входа пара в калорифер. При коротком паропроводе можно ограничиться дренажированием одной точки паропровода. Иногда возможно образование конденсата и во время работы паропровода. В этих случаях дренаж осуществляется через водоотделитель, работающий постоянно, при этом отвод конденсата должен производиться через конденсатоотводчики в пита-

тельный бак котельной. При автоматическом удалении конденсата должна быть предусмотрена возможность продувки и от руки. При проектировании паропровода следует избегать ненужных изгибов, так как в них может задерживаться конденсат. На паропроводе следует делать как можно меньше фланцев, так как последние обычно являются местами аварий (свищи в прокладках, ослабление болтовых креплений и пр.).

При фланцевых соединениях трубопроводов присоединение фланца к трубе может быть сделано наглухо или свободно. По первому способу фланец скрепляют с трубой развальцовкой, резьбой или сваркой, свободные же фланцы удерживаются на конце трубы отбортовкой конца трубы, или приваренным к концу трубы кольцом.

Выполнение паропровода сварным и замена фланцевых соединений сваркой повышает надежность его работы. В этом случае фланцы делают лишь в местах установки арматуры и в тех местах, где требуется периодическая разборка трубопровода. Уплотнение фланцевых соединений производится при помощи паронитовых¹ прокладок, а на трубах малого диаметра можно ставить асбестовые прокладки.

Для пара давлением свыше 0,7 *ати* паропровод должен быть выполнен из стальных цельнотянутых труб, сваренных внахлестку и водяным газом. Материал — малоуглеродистая хорошо сваривающаяся мартеновская сталь обычного качества.

При давлении 0,7 *ати* и ниже трубопровод может быть изготовлен из черных стальных обыкновенных труб. Для соединения паропроводов небольшого диаметра при низком давлении (газовые трубы) применяются муфты. На паропроводе перед входом в калорифер должна быть установлена арматура (вентиль, задвижка), точно также запорный вентиль должен быть предусмотрен и в начале паропровода в котельной.

Требования и порядок надзора за паропроводами и теплопроводами регламентируются «Правилами устройства, установки содержания и освидетельствования паропроводов и трубопроводов горячей воды», утвержденными Инспекцией Госгортехнадзора.

В табл. 24 приведены пределы применения труб по действующим стандартам.

Внутренний диаметр проектируемого паропровода можно определить, задаваясь скоростью пара. Скорость насыщенного пара в паропроводе обычно не превышает 25—35 *м/сек* на магистральных и 15—25 *м/сек* в отдельных отводах.

¹ Паронит — прокладочные пластины из плотно спрессованного картона, в состав которого входит около 65% асбеста с примесями в виде графита, белил, сажи.

Теплоноситель и его температура	Давление, кг/см ²		Наружный диаметр, мм		
	рабо- чее	услов- ное	13—73	76—140	146—426
			№ ГОСТ		
Горячая вода и конденса- т с температурой до 120°	1—10	10	3262—55	1753—53	3101—46
	Обыкновенные				
	11—12	12	3262—55	1753—53	3101—46
Обыкновенные					
	13—25	25	3099—46 и 301—50	3100—46 и 301—50	3100—46
Насыщенный пар и го- рячая вода с темпе- ратурой выше 120° или перегретый пар с температурой ниже 300°	1—8	10	3262—55	1753—53	3101—46
	Обыкновенные				
	9—12	—	3265—55	1753—53	3101—46
Усиленные					
	13—32	40	3099—46 и 301—50	3100—46 и 301—50	3100—46

Примечание. Трубы ГОСТ 3099-46 и 3100-46 могут быть заменены трубами ГОСТ 301—50. В этом случае должно быть указано, что трубы изготовляются из углеродистой стали марки 10 или 20.

Диаметр определяется по формуле

$$\frac{\pi d^2}{4} \omega = \frac{D}{3600\gamma},$$

или

$$d = \sqrt{\frac{4D}{3600\gamma\omega\pi}} \text{ м}, \quad (80)$$

где D — часовой расход пара, кг/ч;
 γ — удельный вес насыщенного пара, кг/м³;
 ω — скорость пара в паропроводе, м/сек;
 d — диаметр паропровода, м.

Эта формула может быть применена и для расчета диаметра трубопровода горячей воды. В этом случае:

D — часовой расход воды, кг/ч;
 γ — удельный вес воды, кг/м³;
 ω — скорость воды, м/сек.

При увеличении скорости пара возрастают сопротивления паропровода и его арматуры, а с другой стороны, при возрастании скорости пара уменьшается, как видно из формулы (80), диаметр паропровода и, следовательно, расход металла, а также снижаются потери тепла паропроводом в окружающую среду. Приведенные выше значения скоростей пара установлены практикой как наиболее выгодные.

При протекании по паропроводу пара происходит падение давления в нем. Для определения потери давления в паропроводе применяется формула (60)

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{\omega^2}{2g} \gamma 10^{-4}, \text{ кг/см}^2,$$

где λ — коэффициент трения;
 l — длина паропровода, м;
 d — диаметр паропровода, м;
 ω — скорость пара, м/сек;
 γ — удельный вес пара, кг/м³.

Для пара величина γ в формуле (60) изменяется по длине паропровода вследствие изменения давления и температуры пара, поэтому величины γ и ω обозначают средний удельный вес и среднюю в паропроводе скорость пара.

Коэффициент λ зависит от режима потока пара, числа Re и относительной шероховатости трубы.

λ можно подсчитать по формуле (65) проф. Шифринсона Б. А.

$$\lambda = 0,111 \left(\frac{K}{d} \right)^{0,25},$$

где K — абсолютная шероховатость, для паропроводов колеблется в пределах 0,1—0,2.

Проф. Копьев С. Ф. рекомендует для стальных трубопроводов, не пораженных коррозией, формулу [9]

$$\lambda = \frac{0,014}{\sqrt[4]{d}}.$$

Получила распространение для паропроводов небольшой длины формула Фритше

$$\Delta p = \frac{12,5\beta D^2 L}{d^5 \gamma}, \text{ кг/см}^2, \quad (81)$$

где Δp — потеря давления, кг/см²;
 D — вес протекающего по паропроводу пара, кг/ч;
 γ — удельный вес пара, кг/м³;
 d — диаметр паропровода, мм;
 L — расчетная длина паропровода, м;
 β — коэффициент сопротивления.

Под расчетной длиной L паропровода понимается действительная длина паропровода плюс величина местных сопротивлений, выраженная в метрах длины основного трубопровода (эквивалентная длина). Для паропровода небольшой длины формула Фритше дает достаточно точные для практики результаты. Менее точные результаты по этой формуле получаются при длинных магистралях.

Коэффициент β в формуле Фритше можно брать из табл. 25.

Т а б л и ц а 25

Пар. кг/ч	β	Пар. кг/ч	β	Пар. кг/ч	β
10	2,03	250	1,26	6 500	0,78
15	1,92	400	1,18	10 000	0,73
25	1,78	650	1,10	15 000	0,69
40	1,66	1000	1,03	25 000	0,64
65	1,54	1500	0,97	40 000	0,595
100	1,45	2500	0,90	65 000	0,555
150	1,36	4000	0,84	100 000	0,520

При расчете по вышеуказанной формуле определение падения давления ведется по участкам, на которых расход пара D и диаметр паропровода d не меняются, подсчитанные для каждого участка величины Δp суммируются.

Величины местных сопротивлений (задвижка, отвод, компенсатор и пр.) выражаются через эквивалентную длину. Все эквивалентные длины складываются, и итог $l_{\text{экв}}$ прибавляется к длине паропровода. Получаем расчетную длину паропровода $L = l + l_{\text{экв}}$. Значение $l_{\text{экв}}$ можно брать из табл. 26.

Т а б л и ц а 26

Наименование фасонной части	$l_{\text{экв}}$ (м) при условном проходе, мм									
	50	75	100	125	150	200	250	300	350	400
Вентиль нормальный	10	20	28	34	44	64	90	150	140	175
Вентиль Косва	2	3,5	4,5	5,5	7,5	10,5	15	19	24	29
Задвижка	—	—	1,0	1,4	1,7	2,5	3,2	4,0	5,0	6,0
отвод 90° гладкий	0,8	1,0	1,1	1,2	1,4	1,6	2,0	2,2	—	—
то же, волнистый	—	—	2,7	3,0	3,5	4,0	5,0	5,8	6,2	7,5
колесо 90°	1,7	2,0	2,2	2,8	3,4	5,0	6,4	8,0	10,0	12,0
Компенсатор гладкий П-образный	3,2	4,0	4,4	4,8	5,6	6,4	8,0	8 8	—	—
Компенсатор П-образный со складкой	4,8	6,0	6,4	7,2	8,4	9,6	12,0	13,2	14,8	18,0
То же, волнистый	—	—	10,8	12,0	14,0	16,0	20,0	23,0	24,8	30,0
Компенсатор сальниковый	—	—	1,5	2,1	2,5	3,8	4,8	6,0	7,5	9,0

Падение давления в вентилях, коленах и тройниках можно определить по формуле.

$$\Delta P = \sum \xi \frac{\omega^2}{2g} \gamma \frac{1}{10^4}, \text{ кг/см}^2,$$

где $\sum \xi$ — сумма значений коэффициентов последовательно включенных местных сопротивлений.

Для подсчетов можно принимать следующие значения коэффициентов сопротивления (табл. 27).

Таблица 27

Наименование фасонной части	ξ
Вентиль проходной	7,0
Вентиль угловой	6,0
Вентиль Косва	2,0
Вентиль прямооточный	0,5
Задвижки нормальные	0,5
Обратный клапан нормальный	7,0
Колено гнутое гладкое 90°	
<i>R</i> = <i>d</i>	1,0
<i>R</i> = 2 <i>d</i>	0,7
<i>R</i> = 3 <i>d</i>	0,5
<i>R</i> = 4 <i>d</i>	0,3
Колено сварное	
1 шов 90°	1,3
1 „ 60°	0,7
1 „ 45°	0,3
1 „ 30°	0,2

Диаметр теплопровода может быть рассчитан также по формуле [28]

$$d = 0,63 \frac{k^{0,05} C^{0,38}}{(g\gamma R_{\text{л}})^{0,19}} = A_d \frac{G^{0,38}}{(R_{\text{л}}\gamma)^{0,19}}, \text{ м},$$

где *k* — абсолютная шероховатость; может быть принята для стальных трубопроводов:

а) паропроводов

$$k = 0,0002 \text{ м};$$

б) водяных сетей, работающих на деаэрированной и умягченной воде

$$k = 0,0005 \text{ м};$$

в) водяных сетей при неблагоприятных условиях эксплуатации (работа периодически на неумягченной воде), а также для конденсаторопроводов

$$k = 0,001 \text{ м},$$

G — расход теплоносителя, $кг/сек$;

γ — удельный вес теплоносителя, $кг/м^3$;

d — диаметр трубопровода, $м$;

$R_d = \frac{\Delta p}{l}$ — удельная потеря давления в трубопроводе $кг/м^2 \cdot м$.

Для паропроводов при $k = 0,0002 \text{ м}$

$$d = 0,268 \frac{G^{0,38}}{(R_d \gamma)^{0,19}}, \text{ м.}$$

Для перегретой воды при $\gamma = 975 \text{ кг/м}^3$ и $k = 0,0005 \text{ м}$

$$d = 75,7 \cdot 10^{-3} \frac{G^{0,38}}{R_d^{0,19}}, \text{ м.}$$

при $k = 0,001 \text{ м}$

$$d = 78,3 \cdot 10^{-3} \frac{G^{0,38}}{R_d^{0,19}}, \text{ м.}$$

При подводе пара к калориферам следует иметь в виду, что у калорифера первого по ходу холодного воздуха вентилей можно не ставить, в остальных калориферах вентиль ставится у каждого калорифера как на паровой, так и на конденсаторной линиях. На общем паровом подводящем трубопроводе ставится паровой вентиль, это делается по двум соображениям:

для экономии вентилей, так как их вполне достаточно, чтобы при необходимости выключить все калориферы;

для того, чтобы при сравнительно высоких наружных температурах, когда требуется работа только одного ряда калориферов, обогревался паром именно первый ряд, предохраняя от замерзания выключенные ряды.

Для уменьшения тепловых потерь паропроводы и теплопроводы изолируются. Выбор изоляционных материалов и способов изоляции зависит от способов прокладки паропровода. Следует различать следующие способы прокладки:

прокладка в зданиях, подвалах и проходных каналах, прокладка на открытом воздухе, прокладка в непроходных каналах, бесканальная прокладка.

При открытой прокладке паропровода он может быть уложен или подвешен на опорах (мачтах) и изолирован. Выбор типа

прокладки решается в каждом отдельном случае в зависимости от условий. Если невозможно применить бесканальную прокладку, то следует произвести прокладку в непроходных каналах или же на открытом воздухе.

На рис. 45 показана конструкция непроходного кирпичного канала для прокладки двух труб. Перекрытие сборное из железобетонных труб. Толщина кирпичной стенки для трубопроводов до 100 мм равна $\frac{1}{2}$ кирпича и для труб большего размера — 1 кирпичу. Трубопровод укладывается в канале на подвижные опоры разных конструкций, например (рис. 46) приваренная к трубе высокая скоба, перемещаемая вместе с трубой. Скользя-

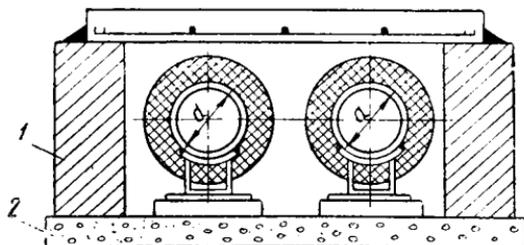


Рис. 45. Канал с кирпичными стенками и сборным перекрытием из железобетонных плит:

1 — кирпичная кладка на цементном растворе состава 1 : 4; 2 — щебеночная подготовка с заливкой цементным раствором

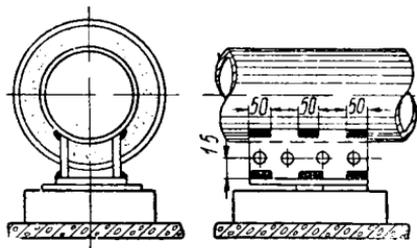


Рис. 46. Высокая скользящая опора для труб диаметром 100—300 мм с изоляцией (типичная конструкция)

щие опоры устанавливаются на бетонных опорных подушках через определенные расстояния. Кроме подвижных опор, ставятся и неподвижные для жесткого крепления трубопровода. Для осмотра арматуры и компенсаторов предусматриваются смотровые колодцы, вход в которые осуществляется через специальные люки.

Как показал опыт эксплуатации таких теплопроводов в Мосбассе [10], они не являются в полной мере качественными: при влажной окружающей среде изоляция легко увлажняется и теряет свои защитные свойства.

Бесканальная прокладка трубопроводов в асбестоцементных теплоизоляционных оболочках получает все большее распространение. При таком способе прокладки не требуется специальных строительных конструкций для ограждения трубопровода, что значительно сокращает расход строительных материалов, объем земляных работ, стоимость и сроки прокладки.

Асбестоцементная теплоизоляционная оболочка не только создает тепловую изоляцию, но и защищает теплопровод от механических воздействий и проникновения влаги. Кроме того, отпадает надобность в промежуточных скользящих опорах.

На рис. 47 показана конструкция блока такой изоляции для одноканальной оболочки. Она состоит из двух concentрично расположенных асбестоцементных труб (внутренней 1 и наружной 2), связанных между собой опорно-центрирующими асбестоцементными кольцами (внутренним 3 и торцовым 4). Пространство между трубами заполнено минеральной ватой 5, являющейся тепловой изоляцией. Наружная труба служит для защиты от механических повреждений и проникновения влаги, и внутренняя для связи колец и удержания ваты в оболочке.



Рис. 47. Одноканальная асбестоцементная теплоизоляционная оболочка

В табл. 28 приведены основные размеры одноканальной прокладки в асбестоцементных трубах (приняты Шахтостроймонтажем).

Т а б л и ц а 28

Диаметр стальной трубы, мм	Размеры наружной трубы оболочки, мм			Размеры внутренней трубы оболочки, мм			Расход минеральной ваты на 1 лог. м трубопро- вода, кг	Маркиров- ка асбесто- цементных оболочек
	внутрен- ний диаметр	тол- щина стенки	длина	внутрен- ний диаметр	тол- щина стенки	длина		
25	141	7	3000	44	6	3000	4,2	A-1
32	141	7	3000	44	6	3000	4,2	A-2
40	170	7	3000	69	6	3000	5,4	A-3
50	170	7	3000	69	6	3000	5,4	A-4
63	200	12	3000	93	6	3000	6,9	A-5
75	200	12	3000	93	6	3000	6,9	A-6
100	235	12	4000	119	6	4000	9,0	A-7
125	250	13	4000	141	7	4000	9,3	A-8
150	279	14	4000	170	7	4000	10,2	A-9

На дне траншеи для прокладки трубопровода предусматривается щебеночное или песчаное основание; на которое укладываются трубы. Затем траншея засыпается грунтом. Для изоляции теплопроводов применяют: войлок, шерсть, шелк, пробку, кизельгер (инфузорная земля), асбест, асбестит, совелит, шлаковату и др. Изоляция обыкновенно накладывается в несколько слоев. Первый слой, непосредственно примыкающий к горячей трубе, делается из асбеста или асбестита (10 мм), затем наносится слой (60—70 мм) из смеси асбестита с инфузорной землей в пропорции 1 : 3 или иной изоляции, после чего изоляция оклеивается миткалем и окрашивается.

На холодный трубопровод изоляция наносится в виде готовых изделий — скорлуп, сегментов с промазкой швов.

На горячий трубопровод обязательно наносят мастичные изоляции.

Характеристика основных применяемых теплоизоляционных материалов приведена в табл. 29.

Таблица 29

Наименование материала	Коэффициент теплопроводности λ , ккал/м·град·ч	Объемный вес, кг/м ³
Алюминиевая фольга (толщиной 0,1 мм)	0,03	20—40
Асбестовые материалы с набивкой ньювелем	0,14	650
Асбест пушенный	0,18	800
Асбестовый картон	0,15	900
Асбестовый шнур	0,09—0,15	240—750
Асбестовые оберточные изделия	0,05—0,09	200—600
Асботермит	0,094	550
Асботрепельные плиты	0,11—0,16	500—800
Асбоцементные плиты	0,08—0,09	300—400
Асбестовые сегменты	0,10—0,13	600—700
Асбослюда	0,105	580
Асбошифер	0,15—0,17	1700—1800
Вата минеральная	0,06—0,07	150—350
Войлок минеральный	0,06	250
Вата гранулированная минеральная	0,05	125
Вулканитовые плиты	0,09	400
Зонолит	0,09	150
Диатомитные трепели	0,15	350—1100
Диатомитовые кирпичные сегменты	0,11—0,18	500—800
Ньювел в виде плит	0,075	350
Минераловатные плиты и маты	0,08	350
Пеностекло	0,09—0,12	300—400
Пробковые плиты	0,04—0,09	100—350
Совелитовые плиты и сегменты	0,08	400
Торф фрезерный воздушносухой	0,05—0,08	150—200
Торфоплиты	0,05—0,09	150—400

Толщина и тип изоляции выбираются на основании технико-экономических соображений. Толщина слоя изоляции для паропроводов, омываемых внешним воздухом (внутри здания), может быть принята по следующим данным, полученным из практики:

температура пара, град	150	200	250	300	350	400
толщина изоляции, мм	30	40	50	60	70	80

При потерях тепла в трубопроводе понижается давление и сухость пара.

Ниже приводятся значения коэффициента теплопередачи для неизолированного и изолированного паропроводов насыщенного пара (табл. 30).

Таблица 30

Температура пара, <i>град</i>	Коэффициент k , <i>ккал/м²·ч·град</i>	
	при неизолированном паропроводе	при изолированном паропроводе
100	11,6	2,3
120	12,5	2,5
140	13,4	2,7
160	14,2	2,8
180	15,1	3,0
200	16,0	3,2

Потеря тепла в паропроводе определяется по формуле

$$Q = \pi K L (t_1 - t_2) \text{ ккал/ч}, \quad (82)$$

где K — линейный коэффициент теплопередачи, *ккал/м·ч·град*, подсчитывается по формуле (6);

L — длина трубы, *м*;

$t_1 - t_2$ — разность средних температур пара и окружающего воздуха, *град*.

При использовании для расчета потери тепла коэффициента k , взятого из табл. 30, в формулу (82) надо ввести вместо πL величину наружной поверхности трубы F , *м²*.

Тепловые потери в паропроводе играют существенную роль не только с точки зрения экономичности всей установки: с величиной тепловых потерь связано количество образующегося в паропроводе конденсата. Совершенно избежать конденсации пара, в частности насыщенного, нельзя, несмотря на изоляцию паропровода.

Количество конденсационной воды (*кг/ч*), образующейся в паропроводе при насыщенном паре, можно определить по формуле

$$G = \frac{\pi d L k (t_n - t_b)}{r} = \frac{Q}{r}, \quad (83)$$

где Q — количество теряемого тепла, определенное по формуле (82), *ккал/ч*;

r — теплота парообразования, *ккал/ч*;

d — диаметр паропровода, *м*;

L — длина паропровода, *м*;

k — коэффициент теплопередачи, *кал/м²·ч·град*;

t_n — температура пара, *град*;

t_b — температура окружающего паропровод воздуха, *град*.

По данным проф. В. В. Дмитриева, количество конденсата, образующегося в неизолированном паропроводе, составляет примерно 0,5—1 кг/м²ч. При передаче пара по трубопроводу происходит также падение температуры пара по длине паропровода. Для ориентировочных подсчетов падения температуры можно пользоваться диаграммой (рис. 48).

Компенсаторы

При протекании пара паропровод нагревается и происходит изменение линейных размеров его (длины и диаметра), причем величины изменения прямо пропорциональны первоначальным размерам трубопровода, коэффициенту линейного расширения материала и изменению температуры. Изменение диаметра невелико и поэтому не имеет существенного значения, длина же трубопровода при нагревании может изменяться весьма значительно. Удлинение участка стальных труб длиной в 1 м составляет 1,2 мм при нагревании на каждые 100°.

Величина удлинения Δ (мм) для прямого участка паропровода длиной l (м) определяется по формуле

$$\Delta = \frac{1,2lt}{100}, \quad (84)$$

где l — длина паропровода, м;
 t — температура пара, град.

Рассмотрим явления, происходящие при нагревании прямого участка паропровода. Если такой паропровод будет упираться по концам в какие-либо аппараты (например, паровой котел и калориферную установку), то при нагревании он будет оказывать давление на конечные точки, стремясь сдвинуть аппараты с места. Если сопротивление аппаратов окажется достаточно большим, то в паропроводе возникнет значительная продольная сила, под действием которой он подвергнется продольному изгибу, т. е. будет выпучен в сторону.

Так как каждый паропровод состоит из отдельных звеньев, соединенных между собой либо на фланцах с прокладками, либо путем сварки, то при выпучивании нарушится прежде всего герметичность соединений, стыки фланцев раскроются, появятся

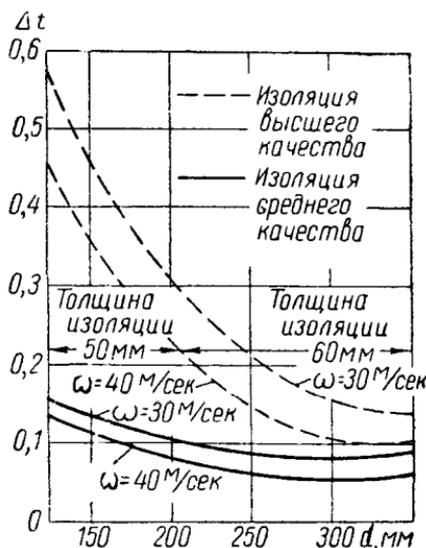


Рис. 48. Падение температуры на 1 м длины паропровода в зависимости от внутреннего диаметра паропровода

течи, которые нельзя будет устранить никаким подтягиванием болтов.

В некоторых случаях возможна поломка соединений. При сварных стыках появятся трещины в местах сварки. О величине усилий, которые могут развиваться при термическом расширении прямого трубопровода, дает представление следующий пример.

Пусть стальной трубопровод с условным диаметром 150 мм и толщиной стенки в 4,5 мм нагревается от 0 до 100°. При абсолютно неподвижных концах трубопровод будет сжат, причем величина относительного сжатия будет равна

$$e = \frac{1,2}{1000} = 0,0012.$$

Умножив эту величину на модуль упругости для стали $E = 2 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$ (при 100°), находим по закону Гука напряжение в металле

$$\delta = eE = 0,0012 \cdot 2 \cdot 10^6 = 2400 \text{ кг/см}^2.$$

Площадь поперечного сечения паропровода равна приблизительно 21,5 см² и величина продольной силы, сжимающей трубопровод, будет

$$P = 21,5 \cdot 2400 = 52 \text{ т.}$$

Такого же порядка будут силы, стремящиеся сдвинуть с места аппараты, соединяемые трубопроводом. Если трубопровод будет нагрет до более высоких температур, то силы разовьются еще более значительные.

Величина силы, возникающей в прямом участке трубопровода с неподвижно закрепленными концами, не зависит от его длины, так как она определяется только величиной относительного сжатия.

Тепловые удлинения паропровода воспринимаются или путем самокомпенсации паропровода, или включением в линию паропровода специальных компенсаторов. Первый способ, конечно, является более рациональным. В этом случае тепловое удлинение компенсируется упругой деформацией самого паропровода.

Схема паропровода, обладающего самокомпенсацией на данном участке, показана на рис. 49.

Второй способ требует применения компенсаторов. Для правильной работы компенсаторов необходимо ограничение участка, удлинение которого должен воспринимать компенсатор в соответствии с его компенсирующей способностью, и обеспече-



Рис. 49. Схема паропровода с самокомпенсацией

ние свободного перемещения трубы на этом участке. Для этого опоры трубопроводов делают двух типов: подвижные и неподвижные. Обычно паропровод разбивают на участки, конечные точки которых жестко крепятся. Эти закрепления носят название «мертвых точек». Между мертвыми точками ставят компенсатор.

Расстояние между компенсаторами обычно 30—50 м в зависимости от их эластичности, температуры пара и диаметра трубопровода. Подвижные и неподвижные опоры несут вес трубопровода. В табл. 31 приведены данные, позволяющие по диаметру трубы определить нормальную величину расстояния между опорами. При очень большом расстоянии между опорами трубопровод может прогнуться слишком сильно, при малом — число опор будет больше необходимого.

Таблица 31

Наружный диаметр трубы, мм	Расстояние между опорами трубопровода, м	
	внешнего	внутри помещения
44,5	2,0	2,5
57	2,5	3,0
83	3,0	3,5
108	3,5	4,0
133	4,0	4,5
159	4,5	5,0
216	6,0	6,5

При подземной прокладке в каналах расстояние между опорами ориентировочно можно брать из табл. 32.

Таблица 32

Диаметр условного прохода, мм	Расстояние между опорами, м	Диаметр условного прохода, мм	Расстояние между опорами, м
50	3,0	300	8,0
76	4,0	350	9,0
100	4,5	400	10,0
125	5,0	450	10,0
150	5,5	500	10,0
200	7,0	600	10,0
250	8,0		

Применяются следующие компенсаторы:

1) линзовые, 2) лирообразные и П-образные, 3) сальниковые. Линзовые компенсаторы применяются до давления не свыше 3 атм (рис. 50).

Наиболее употребительным компенсатором является компенсатор из изогнутых труб, изображенными на рис. 51, представляющий собой изогнутую в виде лиры трубу. При расширении трубопровода компенсатор, сгибаясь, дает возможность трубам свободно расширяться без вредных деформаций. Такие компенсаторы в эксплуатации очень удобны, так как не требуют особого ухода и ремонта. Недостатком лирообразного компенсатора является значительность занимаемого им места. Лирообразные компенсаторы изготавливаются как гладкими, так и из волнистых труб. Компенсирующая способность последних при тех же размерах больше. Такие компенсаторы ставятся обычно в горизонтальной плоскости. Вертикальная установка компенсаторов обязательна выгибом кверху и допускается лишь в случае, когда по местным условиям горизонтальное расположение невозможно. При вертикальной установке лирообразного компенсатора устраивается обводная трубка для пропуска конденсата. Компенсирующая способность гладких компенсаторов диаметром до 250 мм — не более 30—40 мм.

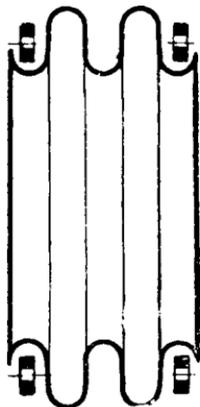


Рис. 50. Линзовый компенсатор

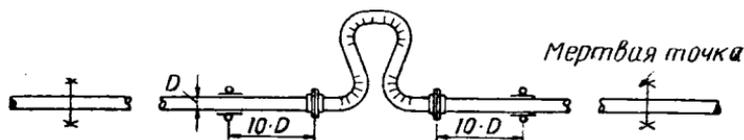


Рис. 51. Лирообразный компенсатор

Компенсирующая способность волнистых компенсаторов зависит от диаметра трубы компенсатора и высоты лиры, что видно из табл. 33.

Таблица 33

Внутренний диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Высота компенсатора, мм			
		500	1000	1800	3000
Воспринимаемое удлинение трубопровода, мм					
52	3,5	65	250	—	—
100	4,0	—	130	400	—
150	4,5	—	95	275	700
203	6,0	—	—	220	575
253	7,0	—	—	170	400

Лирообразные компенсаторы со временем «устают», т. е. начинают хуже компенсировать.

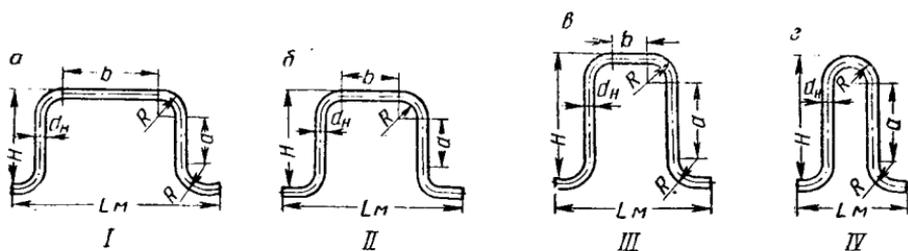


Рис. 52. Типы П-образных компенсаторов

В настоящее время широко применяются при прокладке теплопроводов также П-образные компенсаторы, которые обычно гнут из цельных труб или же сваривают из отдельных гнутых отводов (рис. 52).

В табл. 34 приведены размеры П-образных компенсаторов (рис. 52) в зависимости от величины компенсации теплового удлинения при условии предварительной растяжки его перед установкой на величину $\frac{\Delta L}{2}$.

Сальниковые компенсаторы воспринимают только расширения, направленные строго по прямой линии: при наличии перекосов происходит заклинивание и заедание, поэтому такие компенсаторы пригодны только для прямых трубопроводов. Простейший сальник изображен на рис. 53. Как видно из чертежа, он состоит из двух трубчатых половин, входящих свободно одна в другую. Для достижения плотности соединения сальник делается из асбестовой набивки.

Главный недостаток простых сальниковых компенсаторов — неспособность передавать продольные силы, возникающие вследствие внутреннего давления. Продольная сила, стремящаяся вырвать одну половину компенсатора из другой, при прочном закреплении концов передается на мертвые точки, которые поэтому должны иметь надежное крепление. Действительно, при сальниковых компенсаторах труба разрезана, внутреннее давление теплоносителя оказывается неуравновешенным, и реакция внутреннего давления нагружает неподвижные опоры, находящиеся по концам компенсируемого прямолинейного участка (рис. 54). При этом, если p — внутреннее давление, кг/см^2 , d_n и d — соответственно наружный и внутренний диаметры трубы

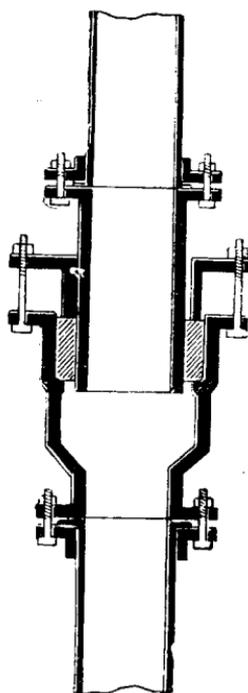


Рис. 53. Сальниковый компенсатор

Величина ком- пенсации теп- лового удли- нения	Тип компен- сатора (рис. 52)	Размеры П-образных компенсаторов (мм) при диаметре условного прохода d , мм										
		20	25	32	40	50	80	100	125	150	200	250
		Вылет плеча $H = a + 2R$ при $R = 4d$, мм										
30	I	470	520	570	—	—	—	—	—	—	—	—
	II	530	580	630	670	—	—	—	—	—	—	—
	III	600	760	820	850	—	—	—	—	—	—	—
	IV	730	760	820	850	—	—	—	—	—	—	—
50	I	570	650	720	760	790	930	1000	—	—	—	—
	II	690	750	830	870	880	930	1000	—	—	—	—
	III	750	850	930	970	950	980	—	—	—	—	—
	IV	990	1060	1120	1140	1050	1040	—	—	—	—	—
75	I	680	790	860	920	950	1100	1200	1380	1530	1800	—
	II	830	930	1020	1070	1080	1200	1300	1380	1530	1800	—
	III	980	1060	1150	1220	1180	1250	1350	1450	1600	—	—
	IV	1270	1350	1410	1480	1380	1350	1450	1530	1650	—	—
100	I	780	910	980	1050	1100	1270	1400	1590	1730	2050	—
	II	970	1070	1170	1240	1250	1400	1530	1670	1830	2100	2300
	III	1140	1250	1360	1430	1400	1500	1600	1750	1830	2100	—
	IV	—	1600	1700	1780	1660	1650	1730	1840	1980	2190	—
150	I	950	1100	1200	1270	1310	1570	1730	1920	2120	2500	—
	II	1190	1330	1450	1540	1550	1760	1920	210	2280	2630	2800
	III	—	1560	1700	1800	1830	1900	2050	2230	2400	2700	2900
	IV	—	—	—	2070	2170	2200	2260	2400	2570	2800	3100
200	I	—	1240	1370	1450	1510	1830	2000	2240	2470	2840	—
	II	—	1540	1700	1800	1810	2070	2200	2500	2700	3080	3200
	III	—	—	2000	2100	2200	2300	2400	2670	2850	3200	3400
	IV	—	—	—	—	2720	2670	2780	2950	3130	3400	3700
250	I	—	—	1530	1620	1700	2050	2230	2520	2780	3160	—
	II	—	—	1900	2010	2040	2340	2560	2800	3050	3500	3800
	III	—	—	—	—	2370	2600	2800	3050	3300	3700	3800
	IV	—	—	—	—	—	3100	3230	3450	3640	4000	4200
300	I	—	—	—	—	—	2260	2440	2750	3070	3460	—
	II	—	—	—	—	—	2260	2850	3120	3400	3380	4200
	III	—	—	—	—	2650	2900	3130	3430	3700	4150	4200
	IV	—	—	—	—	—	3500	3680	3940	4140	4600	—
350	I	—	—	—	—	—	2450	2650	2950	3320	3760	—
	II	—	—	—	—	—	2450	3120	3430	3730	4270	—
	III	—	—	—	—	—	3200	3460	3800	4070	4600	—
	IV	—	—	—	—	—	3900	4130	4350	4640	—	—

(стакана), то в сечениях I—I и II—II возникает неуравновешенная сила внутреннего давления

$$R_1 = \frac{\pi}{4} (d_n^2 - d^2) p, \text{ кг,}$$

а в сечениях III—III и IV—IV — сила

$$R_2 = \frac{\pi}{4} d^2 p, \text{ кг};$$

полная величина неуравновешенной силы внутреннего давления составляет

$$R_P = R_1 + R_2 = \frac{\pi}{4} d_n^2 p, \text{ кг}.$$

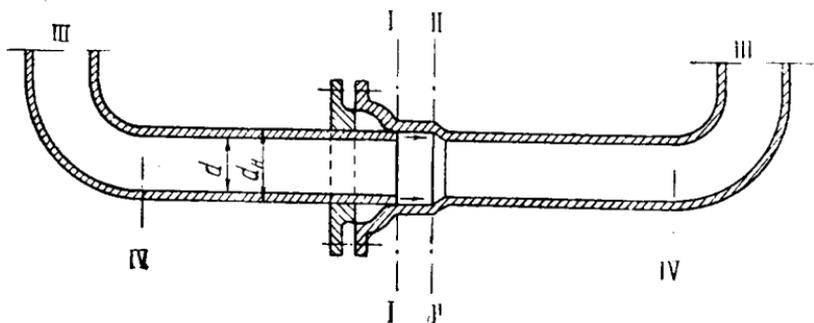


Рис. 54. К определению сдвигающих усилий в сальниковом компенсаторе

Лучшим является уравновешенный сальниковый компенсатор, он может применяться для давлений до 12—15 *атм*. Его компенсирующая способность доходит до 300 мм. Недостатками такого компенсатора являются: необходимость постоянного наблюдения в процессе эксплуатации; частая смена набивки сальника, так как от действия высокой температуры набивка выгорает и компенсатор начинает парить.

Отвод конденсационной воды

Для правильного функционирования calorиферной установки для отопления шахтного ствола она должна быть снабжена устройством для удаления выходящего конденсата — конденсационным горшком, который в настоящее время называют конденсатоотводчиком. Кроме правильного удаления конденсата из calorифера, целесообразно собрать и использовать его, так как в нем содержится значительное количество тепла и не имеется растворенных солей и поэтому он с успехом может быть использован для питания паровых котлов. Конденсатоотводчик предназначен для непрерывного удаления конденсата из calorиферной установки и должен обеспечить только отвод конденсата и не пропускать конденсировавшийся (пролетный) пар.

Этому вопросу использования конденсата очень часто уделяется недостаточно внимания, и конденсатоотводчики иногда вообще не работают, так как за ними нет ухода. Между тем, правильная работа их уменьшает расход пара и расход топлива.

Технический водяной пар не является абсолютно чистым и содержит всегда некоторое количество воздуха с примесью газов (O_2 , CO_2), образующихся главным образом при расщеплении соды в котловой воде (при очистке). При конденсации пара в калориферах частицы газовой смеси остаются на пограничном слое пленки конденсата. По мере работы аппарата содержание воздуха будет увеличиваться и ухудшит теплопередачу. Для обеспечения полноценного использования поверхности нагрева необходимо, чтобы конденсатоотводчики имели приспособление для удаления газов.

Конденсатоотводчик включается на выходе из калорифера обязательно с обводной линией (для ремонта или перестановки отводчика). Обводная линия используется для пропуска воздуха и конденсата в начальный момент работы. Диаметр обводной линии принимается равным диаметру входного отверстия отводчика.

Обратный клапан устанавливается при работе нескольких калориферов с самостоятельными отводчиками на общий обратный конденсатопровод и при наличии в обратной линии противодействия. При установке одного конденсационного отводчика для группы калориферов (при одинаковых давлениях после калориферов) необходимо устанавливать на линиях от калориферов к отводчику обратные клапаны во избежание залива конденсатом неработающих калориферов. Установка общего конденсатоотводчика с общим конденсатопроводом на группу калориферов при разных давлениях не допускается.

Применяющиеся в настоящее время типы отводчиков по ходу их развития можно подразделить на следующие четыре основные группы.

I группа — поплавковые конденсатоотводчики с открытым сверху или снизу цилиндрическим поплавком (рис. 55). Принцип их работы основан на использовании различных по величине удельных весов пара и конденсата. Отвод конденсата периодически, по мере накопления определенного количества его в корпусе отводчика.

II группа — поплавковые конденсатоотводчики с герметически закрытым полым внутри шарообразным поплавком, с золотниковым или шиберным затвором (рис. 56). Принцип работы их тот же, что и приборов I группы, но отвод конденсата не периодический, а постоянный.

III группа — сопловые конденсатоотводчики с однократным или многократным расширением пара (рис. 57). Принцип работы основан на использовании различия удельных объемов пара и конденсата при их протекании через сопловую систему. Отвод конденсата постоянный.

IV группа — термостатические конденсатоотводчики с упругими телами, приводящими в движение клапан золотникового затвора (рис. 58). Принцип работы основан на расширении тел

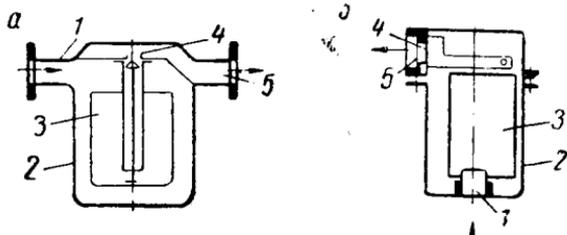


Рис. 55. Поплавковые конденсатоотводчики I группы (периодического действия):
a — с открытым сверху поплавком; *б* — с опрокинутым поплавком; 1 — входной штуцер; 2 — корпус; 3 — открытый поплавок; 4 — затвор; 5 — выходной штуцер

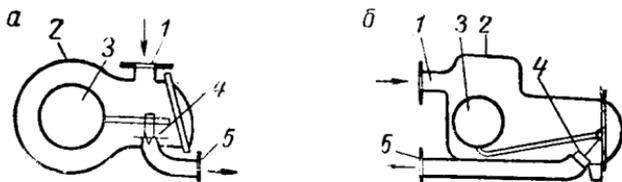


Рис. 56. Поплавковые конденсатоотводчики II группы (непрерывного действия):

a — с золотниковым затвором; *б* — с шиберным затвором 1 — входной штуцер; 2 — корпус; 3 — закрытый поплавок; 4 — затвор; 5 — выходной штуцер

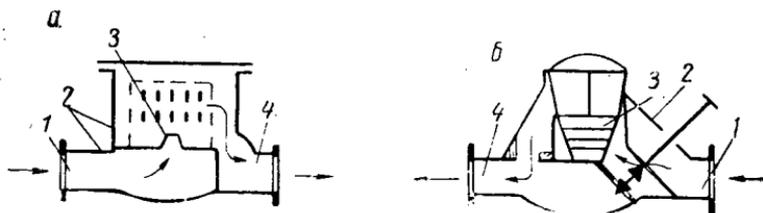


Рис. 57. Сопловые конденсатоотводчики III группы (непрерывного действия):

a — с одним сужающимся соплом; *б* — с последовательно расположенными соплами Ланалея; 1 — входной штуцер; 2 — корпус; 3 — сопловое устройство; 4 — выходной штуцер

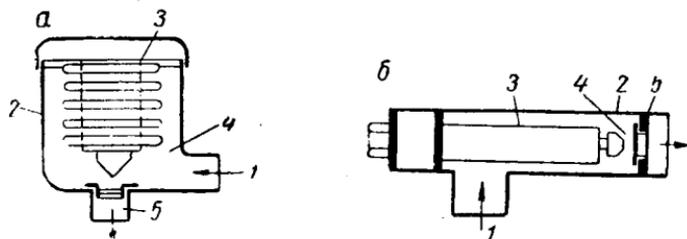


Рис. 58. Термостатические конденсатоотводчики IV группы (периодического действия):

a — с коротким сифоном; *б* — с удлиненным сифоном; 1 — входной штуцер; 2 — корпус; 3 — сифон с клапаном; 4 — золотниковый затвор; 5 — выходной штуцер

от нагревания и на использовании разности температур между паром и конденсатом. Отвод конденсата периодический — по мере остывания его до определенной, заранее заданной, температуры.

На рис. 59 показан водоотводчик поплавкового типа с закрытым поплавком. Конденсат проходит сверху и, накапливаясь в горшке, поднимает поплавок *b*, а вместе с тем, и выпускной клапан *C*. При понижении уровня конденсата поплавок вместе с клапаном опускается, и выпуск конденсата прекращается.

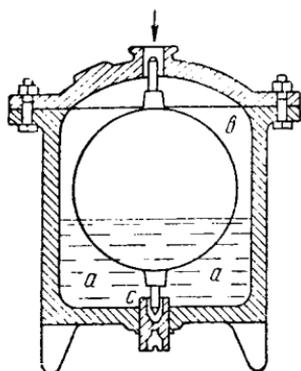


Рис. 59. Водоотводчик с закрытым поплавком

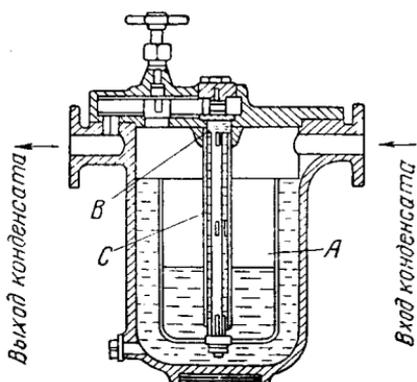


Рис. 60. Водоотводчик с открытым поплавком

На рис. 60 показан водоотводчик с открытым поплавком. Поплавок имеет вид открытого сосуда *A*, из которого конденсат выводится наружу через трубу *C*, скрепленную неподвижно с крышкой водоотводчика; верхнее выводное отверстие трубы закрывается клапаном *B*, скрепленным с поплавком при помощи штанги с направляющими ребрами. При пуске отводчика в нем накапливается конденсат, поплавок, вначале порожний, всплывает в конденсате, закрывая клапан. Конденсат заполняет водоотводчик, доходит до открытого края поплавка и начинает переливаться в поплавок, увеличивая его вес. Когда в поплавке наберется достаточно воды, он начинает опускаться до дна отводчика. Начиная с момента падения поплавка, клапан открыт; конденсат из поплавка выдавливается паром наружу через трубу *C*, вес поплавка уменьшается, и он всплывает вверх, закрывая клапан *B*. Отводчик с закрытым поплавком (см. рис. 59) может надежно работать до тех пор, пока поплавок остается герметичным и пока хорошее состояние направляющих самого поплавка и плотное закрывание впускного отверстия. Ввиду естественного износа от трения, вызываемого движением поплавка, клапаны нуждаются в частой притирке, а направляющие втулки — в периодической замене.

Эти недостатки в значительной степени отсутствуют у отводчика с открытым поплавком, и поэтому он имеет более широкое применение.

Правильная бесперебойная работа отводчика обуславливается правильным выбором его в соответствии с давлением пара и количеством удаляемого конденсата.

Для определения производительности конденсатоотводчика удобна формула инж. Строгонова Н. Г.

$$D = 32d^2 \sqrt{\Delta p}, \text{ кг/ч}, \quad (85)$$

где d — диаметр отверстия клапана, мм;
 Δp — перепад давления в горшке кг/см².

Давление перед конденсатоотводчиком

$$P_1 = 0,95 p \text{ ати},$$

где p — давление перед калорифером, ати.

Давление p_2 после отводчика при работе с противодавлением $P_2 = 0,5 - 0,7p$, т. е.

$$p_2 = 0,1 (\Delta h + H) + p_c, \text{ кг/см}^2,$$

где Δh — потеря давления в конденсатопроводе на трение и местные сопротивления, м вод. ст.;

H — разность между отметкой ввода конденсатопровода в сборный бак (или бак сепаратора) и отметкой установки отводчика, м;

p_c — давление в сборном баке (сепараторе), ати.

При предварительном подборе отводчиков, когда данные для определения p_2 неизвестны, противодавление за ними можно принять в среднем 0,5 ати, как наиболее употребительное в закрытых системах сбора конденсата.

Фактическая производительность отводчиков принимается

$$D_1 = KD,$$

где D — расчетный расход конденсата, л/ч;

K — коэффициент запаса, который принимается согласно табл. 35.

Таблица 35

Наименование	Значения коэффициента запаса K при давлении пара	
	до 2 ати	свыше 2 ати
Отводчики с открытым поплавком и термостатические	3,5	4
Отводчики с закрытым поплавком	2,5	3
Сошловые отводчики	3	3,2
Отводчики с опрокинутым поплавком	2	2,5

выходное отверстие. Дальнейшее поступление конденсата происходит в поплавок 3, который вследствие этого опускается вниз. Малый клапан 8 открывается и конденсат выжимается из поплавка через отверстие клапана в отводящий конденсатопровод. Поплавок, наконец, опускается на дно корпуса 2 и открывает большой клапан 5, который до этого оставался на своем седле, имея определенную величину мертвого хода. После выжимания конденсата из поплавка через малое и большое отверстия он становится легче и поплавок всплывает, закрывая сначала большой клапан 5, а затем малый 8. Клапан 10 служит для выпуска воздуха из корпуса отводчика и для продувки.

Для выпуска воздуха и газов при нормальной работе конденсатоотводчика в верхней части трубки 7 имеется отверстие 6, которое сообщает внутреннее пространство трубки 7 ниже двойного клапана с верхней частью внутреннего пространства корпуса отводчика. Над выходным отверстием 9 помещен обратный клапан 11. Обводной канал 12, выходящий к штуцеру 13, запирается клапаном (на рисунке не показан).

Для возможности полного удаления воды из корпуса, внизу его предусмотрено отверстие, закрываемое ввинчивающейся пробкой. Корпус крышки, выходная труба выполняются литыми из серого чугуна, поплавок и стержень — из углеродистой стали, двойной клапан с седлом — бронзовый.

В табл. 37 приведена производительность и размеры конденсатоотводчика 45ч4бр.

Таблица 37

Наименование	Номер отводчика и его условный проход d_y , мм					
	00	0	1	2	3	4
	15	20	25	(30)	40	50
Максимальная производительность (л/ч) при давлении пара перед отводчиком в 10 кг/см^2	800	1600	3000	4500	7000	10 000
Диаметр прохода клапана затвора, мм	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0
Наружный диаметр корпуса, мм	—	148	178	—	254	294
Размеры отводчика, мм (по рис. 61)						
L	253	300	355	—	485	560
L_1	145	175	205	—	280	325
H	285	333	390	—	560	635
H_1	185	205	250	—	375	455
H_2	111	125	155	—	250	298
K	65	75	85	—	110	125
D	95	105	115	—	150	165
Вес, кг	16	23	38,5	—	81	118

Примечание. Фактическая производительность отводчика с учетом перегрева конденсата в 3—4 раза меньше. Противодавление после отводчика равно нулю.

На рис. 62 приведен график для подбора этих отводчиков, составленный по формуле Строганова.

На рис. 63 приведен конденсатоотводчик типа 45ч96к (с опрокинутым поплавком).

До начала действия открытый снизу поплавок 3 занимает крайнее положение, касаясь краями дна корпуса 2, при этом

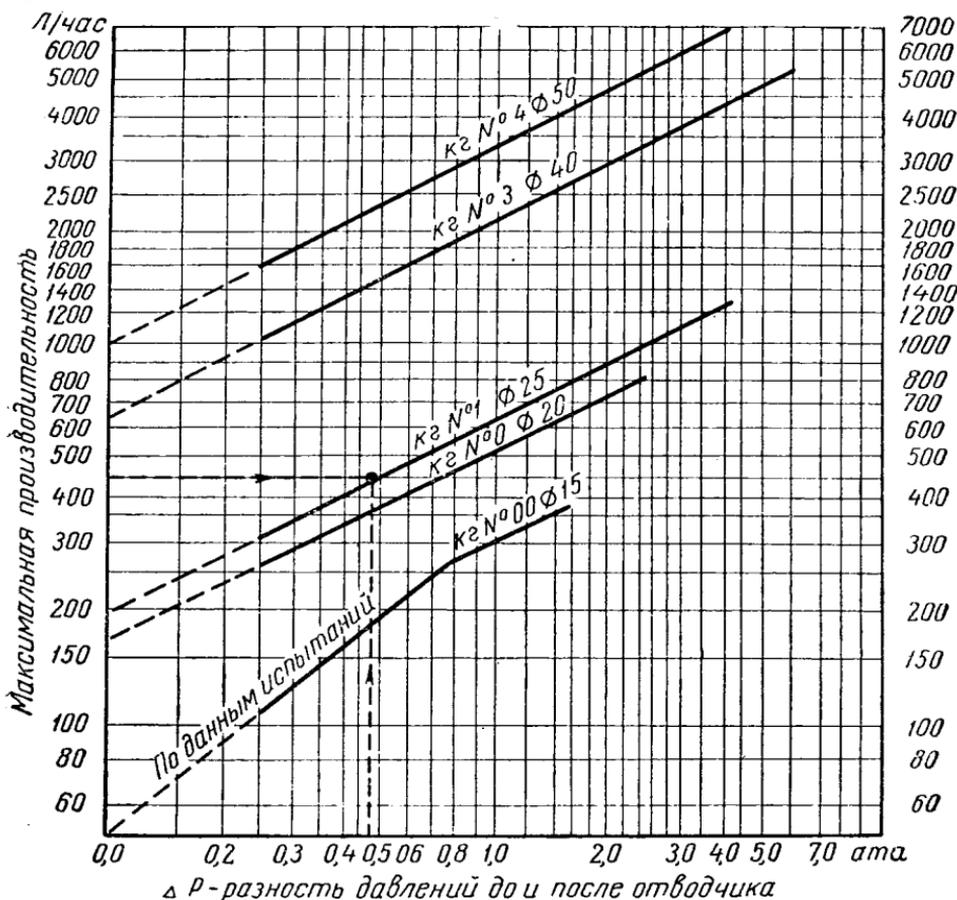


Рис. 62. График подбора поплавковых конденсатоотводчиков типа 45ч46р

клапан 5 для выпуска конденсата полностью открыт, сам же отводчик заполнен воздухом.

При начале пуска пара увеличенное количество конденсата, получающееся в результате прогрева установки, вместе с воздухом, заполнявшим ее, отводится, минуя конденсатоотводчик, через наружный обвод. После подогрева начинается нормальная работа установки с отводом конденсата через отводчик.

Смесь конденсата и пара, поступая через входной штуцер 1 под поплавок 3 отводчика, постепенно отжимает его в верхнее крайнее положение. Одновременно происходит прикрывание от-

верстия 6 выпускного клапана 5. Конденсат стекает в нижнюю часть корпуса 2 отводчика, пар удерживается под поплавком, частично выходя за его пределы через небольшое отверстие 7 ($\varnothing 2$ мм) в дне поплавка. Затем наступает период накопления конденсата как в корпусе 2, так и в поплавке с сохранением примерно одинакового его уровня.

После втекания определенного количества конденсата поплавки опускается и открывает клапан 5 для выпуска конденсата, через который последний и выжимается в выходной штуцер 9.

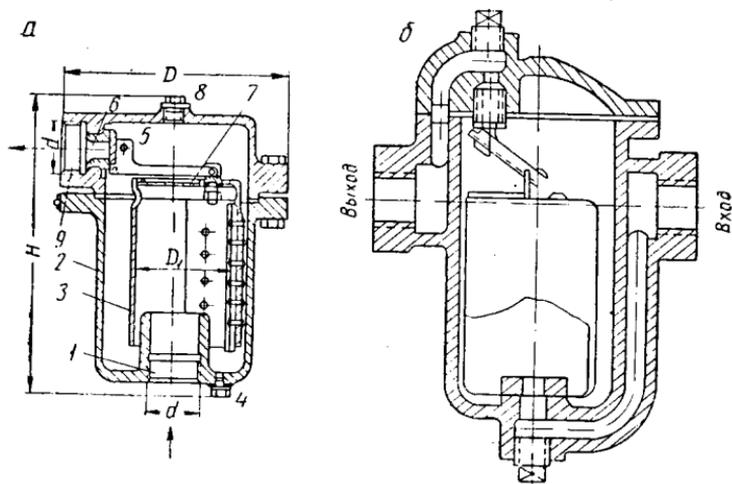


Рис. 63. Поплавковый конденсатоотводчик I группы типа 45ч96к:

a — с опрокинутым поплавком; *b* — тип аналогичного отводчика с боковым входом

Пробки 4 и 8 служат для очистки. После того как при опускании будет исчерпан весь «ход» поплавка и выжимание определенной порции конденсата закончится, процесс втекания и выжимания конденсата повторяется. При поступлении под поплавки пара он получает плавучесть, поднимается до верхнего крайнего положения и, закрывая клапан, предотвращает потерю пара.

Выпуск воздуха и газов производится одновременно с конденсатом без добавочных устройств для этого. В табл. 38 даны производительность и размеры этого типа отводчика.

Таблица 38

Наименование	Перепад давления, кг/см ²	Номер отводчика и его условный проход d_y , мм				
		0	1	2	3	4
		20	25	32	40	50
Максимальная производительность (л/ч) и № седла	2	3600 № 1	3600 № 1	10 000 № 5	10 000 № 5	18 000 № 9
	4	2200 № 2	2200 № 2	6300 № 6	6300 № 6	12 300 № 12

Наименование	Перепад давления, $кг/см^2$	Номер отводчика и его условный проход d_y , мм				
		0	1	2	3	4
		20	25	32	40	50
Максимальная производительность (л/ч) и № седла	8	1500 № 3	1500 № 3	4400 № 7	4400 № 7	10 000 № 11
	13	1200 № 4	1200 № 4	3100 № 8	3100 № 8	7200 № 12
Номер седла и диаметр его (мм) при перепаде давления, $кг/см^2$	0,5—2	№ 1 \varnothing 9		№ 5 \varnothing 15		№ 9 \varnothing 20
	2—4	№ 2 \varnothing 6		№ 6 \varnothing 10		№ 10 \varnothing 14
	4—8	№ 3 \varnothing 4		№ 7 \varnothing 7		№ 11 \varnothing 10
	8—13	№ 4 \varnothing 3		№ 8 \varnothing 5,2		№ 12 \varnothing 8
Размеры отводчика (рис. 63), мм:	d	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"
	D	182	182	205	205	228
	D_1	80	80	100	100	110
	H	240	240	278	278	296
	h	12	12	20	20	25
Вес, кг		10,8	10,8	14	14	19

Значения производительности определены для холодной воды; производительность по перегретому конденсату в 2—2,5 раза меньше.

На рис. 64 показан отводчик 45кч6бр на давление пара 0,1—0,6 *ати* и температуру до 160°. Особенность отводчика — короткий сильфон.

Каждый полностью собранный конденсатоотводчик проверяется на стенде. При этом у него должна быть проверена возможность герметического закрытия затвора, если температура конденсата на входе в отводчик будет:

при $P_1 = 1$ $кг/см^2$	выше 105°
" $P_1 = 2$ "	" 120°
" $P_1 = 3$ "	" 128°
" $P_1 = 4$ "	" 135°
" $P_1 = 6$ "	" 150°

и возможность полного открытия затвора, если температура конденсата на входе в конденсатоотводчик будет:

при $P_1 = 1$ $кг/см^2$	ниже 105°
" $P_1 = 2$ "	" 120°
" $P_1 = 3$ "	" 128°
" $P_1 = 4$ "	" 135°
" $P_1 = 6$ "	" 150°

Для присоединения отводчика к трубопроводу на месте установки служат муфта и штуцер с внутренней резьбой.

Корпус отводчика выполняется из ковкого чугуна, крышка — из латуни, сильфон — из полутомпака, конусный клапан и седло затвора — из латуни, прокладки — из паронита.

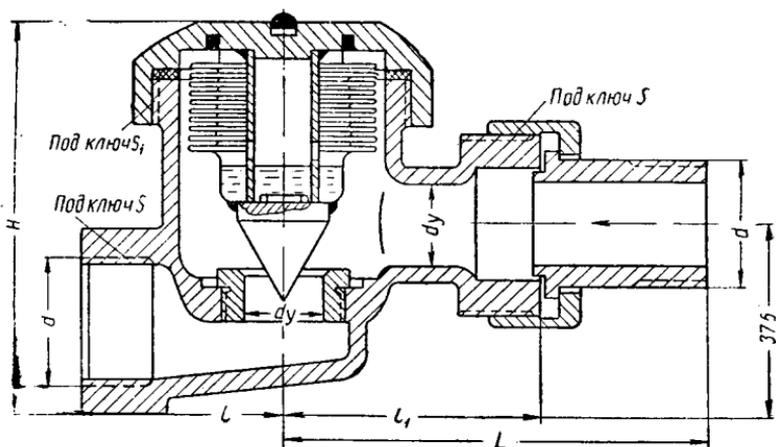


Рис. 64. Термостатический конденсатоотводчик типа 45кч6бр ЦКБА

В табл. 39 приведены характеристики и размеры водоотводчика 45кч6бр.

Таблица 39

Наименование	Перепад давления пара, кг/см ²	Условный проход отводчика, мм	
		15	20
Максимальная производительность, л/ч	0,1	165	250
	0,3	280	440
	0,5	350	560
	0,7	430	660
	0,9	500	750
	1	560	850
	3	680	900
	5	900	1150
Размеры отводчика, мм (рис. 64)	d	1/2"	3/4"
	H	79	79
	L	81	81
	l	40	40
	l ₁	92	92
	s	24	24
	s ₁	58	58
Вес, кг		0,89	0,89

Конденсатоотводчики выбираются по наибольшей производительности.

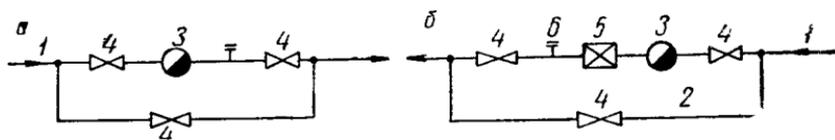


Рис. 65. Схема установки конденсатоотводчиков:

а — при отсутствии противодействия; *б* — при наличии противодействия; 1 — вход конденсата; 2 — обводная линия; 3 — конденсатоотводчик; 4 — паразопорный вентиль; 5 — обратный клапан; б — контрольный штуцер

Данные по производительности приведены при избыточном давлении $P_2 = 0$.

Наибольшее количество конденсата образуется обычно при пуске калориферов в работу. Во избежание громоздких размеров, водоотводчик не рассчитывается на отвод этого количества конденсата. Отвод конденсата во время пуска аппарата целесообразно производить помимо отводчика, для чего он и должен быть снабжен обводной линией (рис. 65), если он не имеет обводного вентиля внутри корпуса.

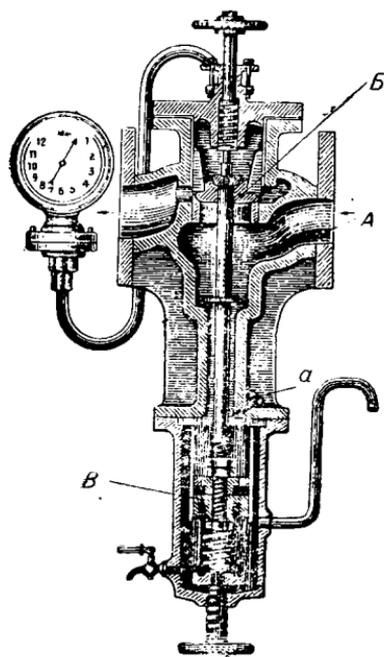


Рис. 66. Редукционный клапан

Включение отводчика должно производиться очень плавно, так как резкое включение его вызывает значительный удар пара и конденсата, способный вызвать деформацию движущихся частей.

В корпусе отводчика может постепенно накапливаться воздух и нарушать работу его. Поэтому отводчики нуждаются в постоянном уходе и контроле. Их следует периодически продувать сверху для удаления воздуха, а также, если поступает загрязненный конденсат, продувать и снизу для спуска осевшего осадка.

Отводчики должны периодически осматриваться и подвергаться планово-предупредительному ремонту.

При правильной работе конденсатоотводчика труба, подводящая к нему конденсат, должна быть горячей. Остывшая труба показывает, что в отводчике скопилась вода. Засорение узнается по отсутствию в отводчике периодических отсечек, выброса из него накопившегося конденсата.

Правильно работающий водоотводчик есть необходимое условие нормальной работы калориферной установки.

Иногда при установке калориферов может встретиться случай использования пара более высокого давления, чем это допустимо для калориферной установки (4—5 *атм*). В этом случае перед калориферной установкой на паропроводе следует установить редукционный клапан. Эти клапаны устанавливаются в непосредственной близости к калориферу и на горизонтальном участке. В тех случаях, когда давление снижается на 2—3 *атм* и больше, за редуктором ставится предохранительный клапан.

На заводах СССР изготавливаются редукционные клапаны (рис. 66) с чугунным корпусом для насыщенного или перегретого пара с $t = 300^\circ$ и давлением до 15 *атм*. За редуктором давление пара может быть отрегулировано от 0,25 *атм* до любой величины, не превышающей давления перед клапаном. Клапан *Б* связан шпинделем *А* с поршнем *В*. Свежий пар, поступающий по направлению стрелки, давит на клапан и поршень одновременно. Во время работы пружина, действующая на клапан (через шпиндель), держит его открытым. Действие пружины на клапан снизу уравнивается сниженным давлением пара на клапан сверху. Нужное пониженное давление пара регулируется путем ввинчивания и вывинчивания шпинделя *А*. Каждый редукционный клапан снабжается манометром. Подбор клапана удобно производить по номограмме, разработанной инж. А. В. Хлудовым (рис. 67). При этом площадь редуктора определится по формуле

$$f = \frac{D}{gC}, \text{ см}^2.$$

где D — количество пара, пропускаемое редуктором, кг/ч;
 g — расход пара на 1 см^2 идеального отверстия редуктора;

C — коэффициент расхода, принимаемый равным 0,6.

В табл. 40 даны основные размеры редукционных клапанов.

Таблица 40

Диаметр прохода d , мм	25	32	38	50	65	76	100	125	150	200
Сечение максимального открытия f , см^2	2	2,8	3,48	5,80	9,45	13,2	23,5	36,2	52,2	68
Диаметр фланца D_0 , мм	115	140	150	165	185	200	220	250	285	350
Ширина редуктора, мм	135	150	180	200	230	260	300	350	400	500
Высота редуктора, мм	554	616	658	757	940	1074	1216	1313	1570	1925

Пример. Требуется подобрать редуктор для пропуска 1000 кг пара в час. Начальное давление пара $P_1 = 5,5 \text{ ата}$. Конечное после редуктора $P_2 = 3,5 \text{ ата}$. Пар насыщенный.

Решение. На оси абсцисс (см. рис. 67) находим точку x , соответствующую начальному давлению пара $P_1 = 5,5 \text{ ата}$. Идя из нее по кривой xz , эквидистантной прочим кривым, на пересечении с перпендикуляром yz при $P_2 = 3,5 \text{ ата}$ находим точку

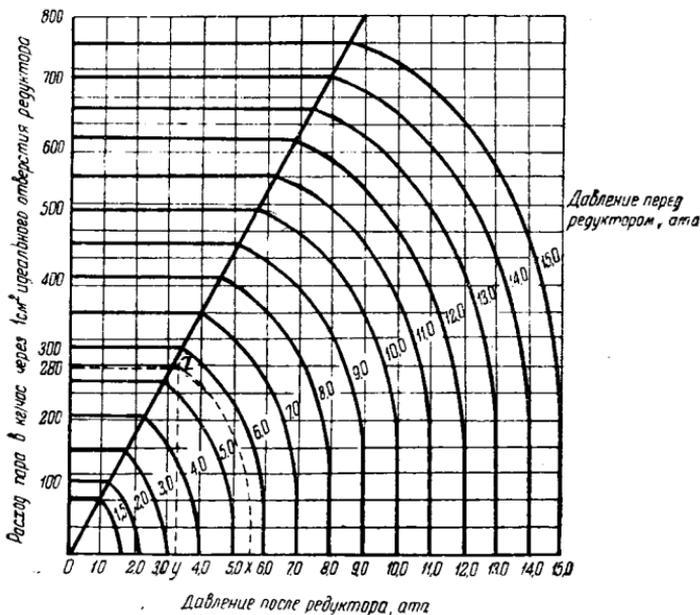


Рис. 67. Номограмма расчета сечений открытия редукционных клапанов для насыщенного пара

$z = g = 280 \text{ кг/ч}$ пара на 1 см^2 . Вводя коэффициент расхода $C = 0,6$, получим наибольшую площадь отверстия

$$f = \frac{1000}{280 \cdot 0,6} = 5,95 \text{ см}^2.$$

Из табл. 40 видно, что следует принять редуктор с диаметром прохода $d = 50 \text{ мм}$.

Пример. Определить размеры водоотводчика 45ч9бк, если максимальное количество конденсата, образующегося в калориферах $D = 1000 \text{ кг/ч}$, $P = 4 \text{ ата}$.

Давление пара после калорифера

$$P_1 = 0,95P = 0,95 \cdot 4 = 3,8 \text{ ата};$$

$$\Delta P = P_1 - P_2 = 3,8 - 0 = 3,8 \text{ ата}.$$

Производительность при $K=2,5$

$$D_1 = 2,5 \cdot 1000 = 2500 \text{ кг/ч.}$$

По данным табл. 38, условный проход отводчика 25 мм, седло № 2.

При выборе водоотводчика 45ч4бр коэффициент запаса $k=4$
 $D_1=4000 \text{ кг/ч.}$

Выбираем отводчик № 3 (см. табл. 37).

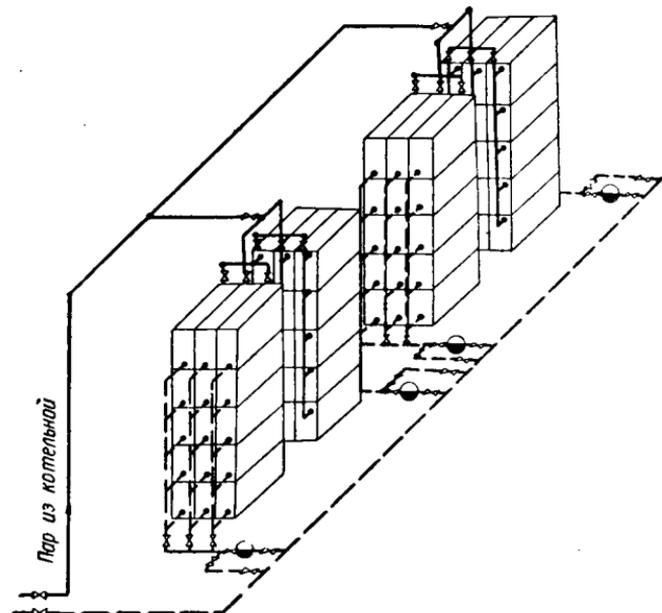


Рис. 68. Схема присоединения паропровода и конденсатопровода к группам калориферов

Из горшков по конденсатопроводу конденсат может возвращаться в котельную самотеком или перекачкой насосом. Первый способ наиболее экономичен и предпочтителен, второй способ применяется лишь в тех случаях, когда конденсат не может быть по местным условиям направлен под давлением самотеком в питательный бак котельной. При подаче конденсата по первому способу диаметр трубопровода определяется исходя из допустимой скорости движения воды 0,5 м/сек. Все конденсатные линии должны быть изолированы во избежание потерь тепла.

Сборный конденсатный бак в котельной часто делается закрытым, но связанным с атмосферой трубкой на крышке бака, чтобы не создавать в баке противодавления, затрудняющего поступления конденсата, при этом надлежит, однако, учесть, что температура конденсата в баке не должна превышать 90—95° во избежание закипания воды при атмосферном давлении. Бак

также желательно надлежащим образом изолировать для уменьшения потерь тепла.

В случае перекачки конденсата насосом, он сначала поступает в сборный бак, а оттуда подается насосом в питательный бак котельной.

Сами системы сбора конденсата в котельной могут быть открытыми и закрытыми с давлением в конденсатопроводе выше атмосферного.

В закрытых системах в баке, изолированном от внешней среды, происходит отделение конденсата от пролетного пара и пара вторичного вскипания. Последний образуется вследствие того, что происходит падение давления в водоотводчике, а температура конденсата, поступающего в него из калориферов, почти равна температуре насыщения.

На рис. 68 показана схема включения паропроводов и конденсаторов групп калориферов при обогреве ствола шахты.

VI. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ТЕПЛА И ТОПЛИВА, ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ И ВЫБОР КОЛИЧЕСТВА КОТЛОВ

Обычно на шахтах СССР потребителями пара являются:

- 1) установка для обогрева ствола;
- 2) отопительные системы производственных зданий и комбината;
- 3) горячее водоснабжение (баня, душ) и сушка спецодежды;
- 4) приточно-вытяжные вентиляционные устройства;
- 5) отопление поселков шахт.

Котельная установка должна в период наибольшей нагрузки обеспечить подачу пара к этим потребителям.

Перегретая вода для обогрева калориферов может быть получена в котельных, где устанавливаются водогрейные котлы (например, жаротрубные) или же от ТЭЦ. Обычно горячая вода подается от ТЭЦ по теплопроводу к абонентскому вводу, который служит узлом регулирования, учета и распределения полученного от теплосети тепла [9].

Для определения производительности котельной и количества паровых котлов определяются расходы тепла отдельными потребителями.

1. Максимальный расход пара, потребляемого калориферной установкой, рассчитывается по формуле

$$D = \frac{Q}{(i - q) \eta_k}, \text{ кг/ч}, \quad (86)$$

где Q — количество тепла (ккал/ч), затрачиваемое на нагрев воздуха в калорифере и определяемое по формуле (9) или (9а), с учетом потерь тепла в каналах калориферной установки (10—15%);

i — энтальпия 1 кг пара, поступающего в калорифер, ккал/кг ;

q — теплосодержание 1 кг конденсата, выходящего из калорифера, ккал/кг ;

$\eta_k = 0,95 - 0,98$ — к. п. д. калорифера.

Производительность шахты годовая, тыс. т, и суточ- ная, т	Донбасс				Мосбасс				Карагандинский бассейн				Кузбасс и Печорский бассейн			
	Категорийность															
	I	II	III	вне ка- тегории	I	II	III	вне ка- тегории	I	II	III	вне ка- тегории	I	II	III	вне ка- тегории
200 тыс. т/год, или 670 т/сутки	0,47	0,59	0,71	1,32	0,50	0,62	0,74	—	0,62	0,77	0,93	1,74	0,65	0,81	0,97	1,80
300 тыс. т/год, или 1000 т/сутки	0,71	0,88	1,01	1,98	0,74	0,93	1,12	—	0,93	1,16	1,40	2,63	0,97	1,21	1,45	2,70
450 тыс. т/год, или 1500 т/сутки	1,31	1,33	1,59	2,97	1,12	1,40	1,68	—	1,40	1,75	2,10	3,92	1,45	1,81	2,18	4,06
600 тыс. т/год, или 2000 т/сутки	1,41	1,77	2,12	3,94	1,49	1,66	2,23	—	1,86	2,33	2,80	5,20	1,93	2,40	2,90	5,42
900 тыс. т/год, или 3000 т/сутки	2,12	2,65	3,18	5,90	2,23	2,80	3,34	—	2,80	3,50	4,20	7,76	2,90	3,62	4,36	8,06
1200 тыс. т/год, или 4000 т/сутки	2,83	3,54	4,24	7,90	2,98	3,72	4,47	—	3,72	4,65	5,60	10,40	3,87	4,85	5,80	10,80
1500 тыс. т/год, или 5000 т/сутки	3,54	4,43	5,32	9,90	3,72	4,66	5,58	—	4,65	5,83	7,00	13,20	4,85	6,06	7,26	13,54
1800 тыс. т/год, или 6000 т/сутки	4,24	5,32	6,37	11,78	4,47	5,58	6,70	—	5,60	7,00	8,37	15,50	5,80	7,27	8,70	16,12

Учитывая потери тепла в паропроводе от котельной до calorифера в пределах 5%, получаем количество пара, которое должна давать котельная

$$D_k = 1,05D.$$

В табл. 41 приведены (по данным Центрогипрошахта) максимальные расходы тепла на calorиферную установку для угольных бассейнов СССР в млн. ккал/ч (мгкк/ч).

2. Расход пара на отопление обычно определяется по расходу тепла, которое подсчитывается по теплопотерям здания. Приблизительно этот расход можно определить, пользуясь тепловой характеристикой здания y , т. е. количеством тепла, теряемого 1 м³ здания в час на 1° по формуле

$$y = \frac{Q}{V(t_b - t_n)}, \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (87)$$

где Q — расчетная величина теплопотерь здания, ккал/ч;

V — объем здания по наружному обмеру, м³;

t_b — расчетная внутренняя температура помещения, град;

t_n — минимальная расчетная температура наружного воздуха в градусах, которая может быть взята по табл. 58.

Значения y для жилых и общественных зданий приведены в табл. 42.

Таблица 42

Наименование	Строительный объем, м ³	y
Жилые здания	3 000	0,42
	5 000	0,38
	10 000	0,33
	15 000	0,31
	20 000	0,29
	25 000	0,28
	30 000	0,27
	> 30 000	0,26
Административные здания	5 000	0,43
	10 000	0,39
	15 000	0,38
	> 15 000	0,32
Клубы	≤ 5 000	0,37
	10 000	0,33
	> 10 000	0,30
Детские сады и ясли	≤ 5 000	0,38
	> 5 000	0,34
Поликлиника, амбулатория	< 5 000	0,40
	10 000	0,36
Бани	< 5 000	0,28

Наименование	Строительный объем, м ³	у
Столовые	≤ 5 000	0,35
	10 000	0,33
	> 10 000	0,30
Гаражи	≤ 2 000	0,70
	3 000	0,60
	5 000	0,55
	> 5 000	0,50
Механические мастерские	1000—5000	0,6—0,55
	5000—10 000	0,55—0,45
Здания подъемных машин, электро- станций, лебедок и др.	< 1 000	0,7—0,65
	1000—2000	0,65—0,45
	2000—4000	0,45—0,40
Компрессорные	< 500	2,0—0,70
	500—1000	0,7—0,60
	1000—2000	0,6—0,45
	2000—5000	0,45—0,40

Для зданий, где не приходится учитывать выделение тепла, вследствие работы машин и станков (т. е. для жилых и общественных зданий), тепловую характеристику можно также определить по формуле

$$y = \frac{1,6}{V_{0,167}}, \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (88)$$

где V — объем здания по наружному обмеру, м³.

Общий расход тепла на отопление зданий определится

$$Q = yV(t_b - t_n), \text{ ккал/ч}. \quad (89)$$

В зданиях (например, подъемных машин), где имеются работающие машины, следует учитывать тепловыделения от последних по формуле [11]

$$Q_b = \psi_1 \psi_2 \psi_3 \psi_4 860 N_{\text{ном}}, \text{ ккал/ч},$$

где ψ_1 — коэффициент использования установочной мощности, $\psi_1 = 0,9 - 0,7$;

$\psi_2 = 0,8 - 0,5$ — коэффициент загрузки, учитывающий разницу между средним по времени потреблением мощности и максимально необходимым;

$\psi_3 = 1 - 0,5$ — коэффициент одновременности работы, учитывающий процент работающих машин;

ψ_4 — коэффициент ассимиляции тепла воздухом, учитывающий, какая часть механической энергии действительно передается в виде тепла воздуху помещения, так как часть механической энергии затрачивается на создание различных видов потенциальной энергии или переходит в тепло вне помещения (например, через фундамент в грунт, в копре и т. д.). Для электродвигателей $\psi_4 = 1 - \eta_{дв}$, где $\eta_{дв} \approx 0,9$, т. е. $\psi_4 = 0,1$. Для здания подъемной машины можно принять $\psi_4 \approx 0,5$;

$N_{ном}$ — номинальная мощность двигателя.

В этом случае расход тепла на отопление определится

$$Q_1 = Q - Q_v, \text{ ккал/ч.}$$

Расход пара на отопление будет

$$D_0 = \frac{Q}{(i - q)\eta}, \text{ кг/ч,} \quad (90)$$

где i — энтальпия 1 кг пара, поступающего в отопительную систему, ккал/кг;

q — теплосодержание 1 кг конденсата, выходящего из отопительной установки, ккал/кг;

η — коэффициент, учитывающий потери тепла в паропроводах и конденсатопроводах от котельной до зданий, $\eta \approx 0,95$.

3. Расход тепла на вентиляцию также может быть подсчитан по формуле

$$Q = y_v V (t_v - t_{н.в.}), \text{ ккал/ч,} \quad (91)$$

где y_v — тепловая характеристика здания для вентиляции (для промышленных зданий может быть взята из табл. 43).

Таблица 43

Наименование помещений	Строительный объем, тыс. м ³	y_v
Механосборочные, механические и слесарные отделения	{ 5—10	0,4—0,25
	{ 10—50	0,25—0,15
Ремонтные	{ 5—10	0,20—0,15
	{ 2—5	0,3—0,5
Котельные	{ 5—10	0,3—0,5
	{ 2—5	0,14—0,12
Бытовые и административно-вспомогательные помещения	{ 5—10	0,12—0,11
	{ 10—20	0,11—0,10
	{ 2—5	0,14—0,12

В табл. 44, составленной Центрогипрошахтом, приведен расход тепла на отопление и вентиляцию зданий шахтной поверхности (кроме административно-бытового комбината).

Таблица 44

Производительность шахты, тыс. т/год	Расход тепла, <i>мгккал/ч</i>				
	Мосбасс	Донбасс	Карагандин- ский бассейн	Кузбасс	Печорский бассейн
300 и ниже	0,8	0,8	1,06	1,06	1,06
От 450 до 1800	1,5	1,5	2,05	2,05	2,05

При определении расхода тепла на отопление и вентиляцию административно-бытового комбината можно пользоваться для ориентировочного определения объема зданий табл. 45 основных технико-экономических показателей зданий административно-бытовых комбинатов [25].

Таблица 45

Тип комбината	Пропускная способ- ность, чел.	Площадь застройки, <i>м²</i>	Строительный объем зданий, тыс. <i>м³</i>			Строительный объем, приходящийся на од- ного человека, <i>м³</i>
			наземный	подземный	общий	
A1	720	1370	15,8	1,5	17,3	22,5
A2	900	1490	17,1	1,5	18,6	19,4
A3	1080	1710	19,1	1,8	21,5	18,6
A4	1260	1950	22,4	1,8	24,2	18,1
A5	1440	2060	23,7	1,8	25,5	16,7
A6	1620	2290	26,3	2,0	28,3	16,5
A7	1800	2510	28,9	2,0	30,9	16,3
A8	1980	2740	31,5	2,2	33,7	16,2
A9	2160	2850	32,8	2,2	35,0	15,4

В 1957 г. Центрогипрошахтострой разработал проект серии административно-бытовых комбинатов из 9 типов двухэтажных зданий, рассчитанных на обслуживание от 700 до 2150 чел. в условиях Донецкого, Кузнецкого и Карагандинского бассейнов. В этом проекте значительно сокращен объем здания. Строительный объем на 1 трудящегося доведен для комбината с количеством обслуживаемых трудящихся в 1200 чел. до 12,2 *м³*.

Расход тепла и пара на горячее водоснабжение и сушку спецодежды в административно-бытовых комбинатах

Расход пара D_d на душ и баню определяется по пропускной способности душевой или бани из расчета расхода тепла:

1. На одну душевую промывку ≈ 2000 *ккал*, что соответствует расходу воды на один душ в 60 л с подогревом ее от 5 до 38° или 50 л с подогревом на 40°.

2. На горячее водоснабжение бань с кранами в среднем на одного посетителя 2500 *ккал* при максимальном расходе до 6000 *ккал*.

При расходе тепла на душ принимают:

- 1) подогрев воды в течение 6 часов;
 - 2) продолжительность прохождения максимальной смены через душевую 45 мин.;
 - 3) максимальную смену равной 40% количества трудящихся.
- Тогда расход тепла на одного трудящегося, проходящего через душ, будет

$$q_d = \frac{2000 \cdot 0,4}{6 \cdot 0,75} = 178 \text{ ккал/ч.}$$

Часовой расход тепла на душ будет

$$Q_d = q_d n, \text{ ккал/ч.} \quad (92)$$

Расход пара при подогреве воды в бойлерах

$$D_d = \frac{Q_d}{(i - q) \eta}, \text{ кг/час,}$$

где i — энтальпия пара, *ккал/кг*;

q — теплосодержание конденсата, *ккал/кг*;

$\eta \approx 0,9$ — к. п. д. бойлерной установки и тепловой сети.

При подогреве воды путем смешения пара и воды расход пара определится

$$D_d = \frac{Q_d}{i - t_{\text{под}}},$$

где $t_{\text{под}}$ — температура подогретой воды, *град.*

Этот расход, учитывая потери тепла, следует увеличить на 5—10%.

Расход тепла на сушку спецодежды одного трудящегося, обслуживаемого комбинатом, определяется исходя из того, что:

1) одновременно в шкафах находится рабочее платье двух смежных смен;

2) сушке в шкафах (с нагревательными приборами) подлежит 30% всей одежды, находящейся в шкафах;

3) расход тепла в час на 1 шкаф с мокрой одеждой 360 *ккал/ч* (по данным Южгипрошахта)

Тогда расход тепла на сушку спецодежды

$$q_c = 360 \cdot 0,3 \cdot 2 \cdot 0,4 = 87,9 \text{ ккал/ч.}$$

По данным Центрогипрошахта, для определения расхода тепла на 1 рабочего по эксплуатации следует вводить переходной коэффициент $K = 1,25$. Тогда расход тепла на горячее водоснабжение и сушку спецодежды будет

$$q_s = (q_d + q_c) 1,25, \text{ ккал/ч.}$$

В табл. 46 приведены полные расходы тепла на административно-бытовой комбинат [30].

Производительность шахты, тыс. т/год	Расход тепла, мгкал/ч
--------------------------------------	-----------------------

Донецкий бассейн

I. Пологое и наклонное падение

Средние мощности пластов, м			
0,5	0,7	1,0	1,3

А. Каменноугольные шахты

а) Сплошная система разработки

300	1,227	1,09	0,95	0,8
600	1,75	1,57	1,3	1,33
900	2,45	2,22	1,85	1,66
1200	2,96	2,63	2,28	2,02
1500	3,38	3,02	2,64	2,36

б) Столбовая система разработки

300	1,1	0,96	0,83	0,71
600	1,57	1,36	1,15	1,18
900	2,16	1,9	1,66	1,42
1200	2,65	2,34	2,02	1,75
1500	3,04	2,7	2,32	2,08

Б. Антрацитовые шахты

а) Сплошная система разработки

300	0,825	0,73	0,64	0,56
600	1,18	1,25	1,13	0,96
900	1,66	1,47	1,28	1,30
1200	1,98	1,78	1,59	1,41
1500	2,28	2,08	1,81	1,64

б) Столбовая система разработки

300	0,71	0,64	0,56	0,49
600	1,27	1,16	0,98	0,9
900	1,47	1,31	1,35	1,2
1200	1,75	1,62	1,41	1,23
1500	2,04	1,83	1,64	1,44

II. Крутое падение

Средние мощности пластов, м			
0,6	0,75	0,9	1,05

А. Каменноугольные шахты

300	1,02	0,96	0,93	0,84
600	1,4	1,33	1,24	1,18
900	2,0	1,9	1,76	1,69
1200	2,52	2,4	2,23	2,2
1500	2,95	2,76	2,64	2,62

Производительность
шахты, тыс. т/год

Расход тепла, мккал/ч

Кузнецкий бассейн

I. Пологое и наклонное падение пластов

а) Сплошная система разработки

	Средние мощности пластов, м					
	1,25	1,5	1,75	2,0	2,25	2,5
600	1,57	1,39	1,3	1,22	1,18	1,03
900	2,08	1,9	1,8	1,71	1,62	1,4
1200	2,67	2,44	2,3	2,18	2,06	1,87
1500	3,26	2,9	2,74	2,67	2,54	2,2
1800	3,72	3,24	3,1	3,04	2,9	2,7

б) Столбовая система разработки

600	1,33	1,28	1,2	1,13	1,08	1,03
900	1,88	1,74	1,64	1,57	1,49	1,4
1200	2,38	2,22	2,1	2,06	1,96	1,87
1500	2,83	2,72	2,58	2,46	2,3	2,2
1800	3,2	3,1	2,95	2,8	2,64	2,7

II. Крутое падение

а) Система разработки лавами

	Средние мощности пластов, м			
	2,0	2,5	3,0	3,5
600	1,25	1,22	1,2	1,16
900	1,61	1,56	1,54	1,49
1200	2,06	1,98	1,98	1,9
1500	2,38	2,3	2,24	2,2
1800	2,68	2,68	2,57	2,54

б) Щитовая система разработки

600	1,03	1,0	0,99	1,01
900	1,36	1,32	1,3	1,28
1200	1,72	1,67	1,63	1,6
1500	2,06	1,98	1,93	1,89
1800	2,31	2,23	2,18	2,12

Производительность шахты, тыс. т/год	Расход тепла, мккал/ч				
Карагандинский бассейн					
<i>1. Пологое и наклонное падение</i>					
а) Сплошная система разработки					
	Средние мощности пластов, м				
	1,5	2,0	2,5	3,0	
600	0,97	0,95	0,89	0,84	
900	1,41	1,3	1,21	1,14	
1200	1,63	1,51	1,41	1,34	
1500	1,84	1,70	1,6	1,5	
б) Система разработки длинными столбами					
600	0,93	0,88	0,82	0,77	
900	1,26	1,17	1,09	1,02	
1200	1,45	1,37	1,29	1,22	
1500	1,66	1,55	1,45	1,39	
Подмосковный бассейн					
	Средние мощности пластов, м				
	1,5	1,75	2,0	2,25	2,5
200	0,59	0,55	0,51	0,49	0,46
300	0,61	0,58	0,54	0,62	0,58
450	0,82	0,77	0,73	0,69	0,65
600	0,91	0,84	0,78	0,74	0,70
900	1,24	1,15	1,08	1,04	0,97
Печорский бассейн					
а) Сплошная система разработки					
	Средние мощности пластов, м				
	1,0	1,5	2,0		
600	1,3	1,1	0,99		
900	1,83	1,57	1,33		
1200	2,26	1,93	1,6		
б) Столбовая система разработки					
600	11,6	0,97	0,85		
900	1,59	1,35	1,13		
1200	2,04	1,67	1,39		

Если котельная шахты отапливает жилые поселки, то расход тепла может быть подсчитан по укрупненным показателям, согласно методике Центрогипрошахта [30].

I. Поселки вновь проектируемых шахт
Расход тепла на отопление поселка

$$Q = \frac{nKq}{10^6} \text{ мкг/ч}, \quad (93)$$

где n — число рабочих на шахте;

K — переходный коэффициент от числа рабочих шахты к числу жителей поселка;

q — расход тепла на одного жителя, ккал/ч .

Количество рабочих определяется по формуле

$$n = \frac{N}{z12}, \quad (94)$$

где N — годовая производительность шахты, m ;

z — месячная производительность труда одного списочного рабочего, m .

Величина K определяется следующим образом:

1. Число рабочих по эксплуатации принято за 100%, количество ИТР — 15% от этого числа. Численность МОП и служащих 5% от этого же числа рабочих; занятые на капитальном строительстве рабочие и ИТР составляют 15% от общего числа рабочих, ИТР и МОП шахты.

2. Численность обслуживающего персонала на поселке равняется 15% от общего числа трудящихся на шахте.

3. Коэффициент семейственности принят 2,8.

Следовательно,

$$K = 1,38 \cdot 1,15 \cdot 2,8 = 4,45.$$

Часовой расход тепла q :

$$\left. \begin{array}{l} \text{в Мосбассе} \\ \text{в Донбассе} \end{array} \right\} q = 1430 \text{ ккал/ч}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{в Караганде} \\ \text{в Кузбассе} \\ \text{в Печорском} \\ \text{бассейне} \end{array} \right\} q = 1800 \text{ ккал/ч}$$

II. Поселки эксплуатирующихся и реконструируемых шахт.

Количество потребного тепла поселками эксплуатирующихся и реконструируемых шахт подсчитывается таким же образом, но с введением поправочных коэффициентов, учитывая, что производительность ниже:

а) для поселков эксплуатирующихся шахт $a = 1,3$.

б) для поселков реконструируемых шахт $a = 1,2$.

В некоторых случаях приходится учитывать расход тепла на лесопропиточную установку, который может быть принят

$$Q_{\text{л}} = 300\,000 \text{ ккал/год.}$$

Соответственно расход пара

$$D_{\text{л}} \approx 550 \text{ кг/год.}$$

Общий расход пара, т. е. нагрузка котельной, определяется

$$D = D_k + D_0 + D_v + D_d + D_c + D_n, \text{ кг/ч}, \quad (95)$$

где D_n — расход пара на собственные нужды котельной.

Определив максимальную нагрузку котельной, следует определить число устанавливаемых котлов. Следует выбирать однотипные котлы с таким расчетом, чтобы в летнее время, когда нагрузку котельной составляет обычно только расход пара на душевую и сушку спецодежды, котел, оставшийся в работе, не имел бы значительной недогрузки:

а) число котлов должно быть не менее двух и не более четырех-пяти;

б) котлы, включаемые в работу, в количестве, зависящем от требующейся нагрузки котельной, не должны работать длительно с большой недогрузкой или перегрузкой. Причем, так как котлы работают на нужды отопления не круглый год, то в этой части резерв не допускается. Производя выбор типа и количество котлов, следует:

1) найти расход топлива на один котел при полной нагрузке его;

2) определить площадь колосниковой решетки или зеркало горения топки и увязать размеры топки с габаритами котла.

Если полученные размеры топки не соответствуют нормальным для данного котла, то следует, исходя из нормального допустимого напряжения колосниковой решетки, изменить производительность котла, меняя при этом для получения нужного количества пара общее количество котлов.

Подсчет расхода топлива на котел производится по формуле

$$B = \frac{D(i - q)}{\eta_{ку} Q_{н}^p} 100, \text{ кг/ч}, \quad (96)$$

где D — требующаяся паропроизводительность, кг/ч;

B — расход топлива, кг/ч;

i — энтальпия полученного в котле пара, ккал/кг;

q — теплосодержание питательной воды, поступающей в котел, ккал/кг;

$Q_{н}^p$ — низшая теплота сгорания рабочего топлива, сжигаемого в топке котла, ккал/кг;

$\eta_{ку}$ — к. п. д. котла при работе его на данном топливе, сжигаемом в выбранной топке, %.

Для котлов небольшой мощности при отсутствии экономайзеров и имеющих простые горизонтальные ручные решетки можно принимать в расчетах $\eta_{ку} = 65—70\%$. В случае установки экономайзера эти цифры следует увеличить на 7—10% в зависимости от выбранной поверхности экономайзера, считая, что газы покидают установку с температурой 170—200°.

Определение поверхности колосниковой решетки производится по формуле

$$R = \frac{Q_{н}^{PB}}{a}, \quad (97)$$

где $a = \frac{Q_{н}^{PB}}{R}$ — тепловое напряжение колосниковой решетки или зеркала горения, $ккал/м^2 \cdot ч$ (табл. 47);
 R — площадь колосниковой решетки или зеркала горения, $м^2$.

При проектировании топки объем топочного пространства определяется по формуле

$$V = \frac{BQ_{н}^P}{b}, \quad (98)$$

где $b = \frac{Q}{V}$ — допускаемое тепловое напряжение объема топочного пространства для данных топки и топлива (табл. 47), $ккал/м^3 \cdot ч$.

Примечание. Объемом топочного пространства следует считать объем, ограниченный стенками обмуровки топки, поверхностью нагрева котла и слоем топлива, за вычетом всех мертвых зон. Для выносных топок в объеме топочного пространства включается также объем всей жаровой трубы.

Средняя высота топочного пространства в простой топке с горизонтальной решеткой для водотрубного котла определяется по формуле

$$h = \frac{V}{R} + s, \quad (99)$$

где V — объем топочного пространства, $м^3$;
 R — площадь колосниковой решетки, $м^2$;
 s — толщина слоя топлива, $м$.

По полученной площади колосниковой решетки выбирается ее длина и ширина.

Ширина топки под водотрубным котлом может лишь немного отличаться в ту или другую сторону от ширины котла, смотря по тому, как укладываются колосники по ширине котла.

Пример. Определить основные размеры топки с горизонтальной колосниковой решеткой.

Котел должен давать $D = 6500$ кг/ч насыщенного пара. Температура питательной воды $t = 60^\circ$. Давление пара 5 ата. Топливо — антрацит марки АС с теплотой сгорания

$$Q_{н}^P = 6500 \text{ ккал/кг.}$$

Определяем расход топлива по формуле (96)

$$B = \frac{D(i - q)}{Q_{н}^P \eta_{к.у}} 100.$$

Расчетные характеристики слоевых топок

Тип топки и сорт топлива	Видимое теплонапря- жение зер- кала горе- ния $\frac{Q}{R}$,	Видимое теплонапря- жение то- почного объема $\frac{Q}{V}$,	Кoeffи- циент избытка воздуха в топке α_T	Потеря от хими- ческой неполно- ты сгора- ния q_3 ,	Потери от меха- нической неполно- ты сгора- ния q_4 ,	Содержа- ние горю- чих в шлаке и в провале $\Gamma_{\text{шл+пр}}$	Содержа- ние горю- чих в уносе $\Gamma_{\text{ун}}$, %	Доля зо- лы топли- ва в шла- ке в про- вале $a_{\text{шл+пр}}$	Доля золы топлива в уносе $a_{\text{ун}}$	Давление воздуха под ре- шеткой, мм вод. ст.	Темпера- тура дутье- вого воз- духа t , град
	тыс. ккал $\frac{m^3}{ч}$ a	тыс. ккал $\frac{m^3}{ч}$ b									

Топки с неподвижными колосниками и ручным забросом топлива

Антрацит сортированный АС и АМ, $A^n = 2$	900	300	1,3	2	7	20	50	0,7	0,3	100	—
Антрацит несортированный АРШ, $A^n = 2$	800	300	1,4	2	12	20	50	0,65	0,35	100	—
Каменные угли: рядовые тощие $A^n = 2,5$ типа Д и Г, ПЖ и ПС $A^n = 4$	700	250—300	1,4	3	6	10	45	0,75	0,25	80	—
Бурые угли сортированные (типа Подмосковского) $A^n = 8$	800	250—300	1,4	5	7	15	25	0,8	0,2	80	—
Рядовые влажные много- зольные (типа Подмос- ковского) $A^n = 10$	900	250—300	1,35	2	8	10	15	0,8	0,2	100	—
Рядовые с умеренной золь- ностью и влажностью (типа Челябинского) $A^n = 6,5$	700	250—300	1,4	3	11	12	15	0,8	0,2	100	—
Рядовые с умеренной золь- ностью и влажностью (типа Челябинского) $A^n = 6,5$	800	250—300	1,4	2	7	12	15	0,8	0,2	100	—

Топки с наклонно-переталкивающими решетками

Бурые (типа Подмосково- го) $A^n = 10$	700	250	1,3	1	6	5	15	0,8	0,2	60	200
Эстонские и гдовские слан- цы $A^n = 25$	800	200	1,4	3	2	—	—	—	—	80	200

Топки с забрасывателями и неподвижным слоем

Антрациты АРШ, $A^n = 3$	900	300	1,5	0	12	25	50	0,7	0,3	100	25
Каменные угли (типа вор- кутского ППС и Г), $A^n = 4$	900	250	1,4	0	7	15	30	0,75	0,25	60	25—200
Бурые угли типа Челябин- ского $A^n = 6,5$	900	250	1,4	0	7	10	20	0,75	0,25	60	25—200
Типа подмосковского $A^n = 10$	900	250	1,4	0	11	10	20	0,75	0,25	60	25—200

Топки с шурящей планкой

Каменные угли спекаю- щиеся $A^n = 4$	900	250	1,35	2	7	15	25	0,8	0,2	100	25—250
Бурые угли типа челябин- ского $A^n = 6,5$	900	250	1,35	1	6	6	20	0,8	0,2	100	25—250
Типа подмосковского $A^n = 10$	800	250	1,35	2	8	6	20	0,8	0,2	100	25—250

Топки с цепной решеткой и с забросом на слой

Каменные угли типа Д и Г, $A^n = 4$	1500	250	1,3	0,5	5	10	25	0,75	0,25	80	200
Бурые угли типа челябин- ского $A^n = 6,5$	1500	250	1,3	0,5	6	6	20	0,75	0,25	80	250
Типа подмосковского $A^n = 10$	1000	250	1,3	0,5	7	6	20	0,75	0,25	80	250

Топки с цепной решеткой

Антрациты АС, $A^n = 2$	1000	300	1,3	0	7	20	50	0,75	0,25	100	200
Антрациты АРШ, $A^n = 3$	800	300	1,3	0	12	25	50	0,7	0,3	100	200
Каменные угли слабоспе- кающиеся $A^n = 2$	1000	250	1,3	1	5	20	30	0,8	0,2	80	200
Бурые угли типа челябин- ского, $A^n = 6,5$	900	250	1,3	1	5	6	18	0,8	0,2	80	250

$$A^n = 1000 \frac{AP}{Q_{HP}}$$

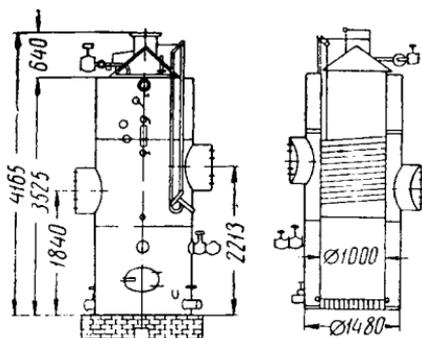


Рис. 69. Котел ВТКБ-0,5/8 (к табл. 49)

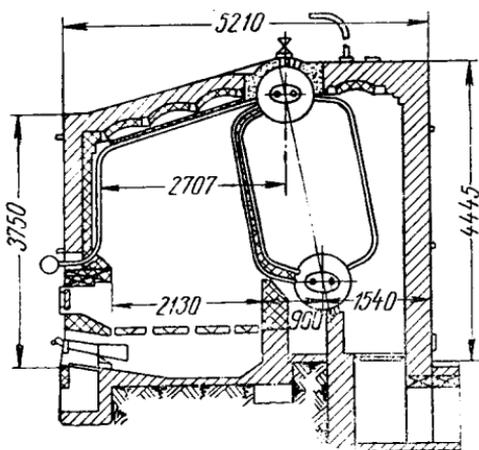


Рис. 70. Котел КРШ (к табл. 50)

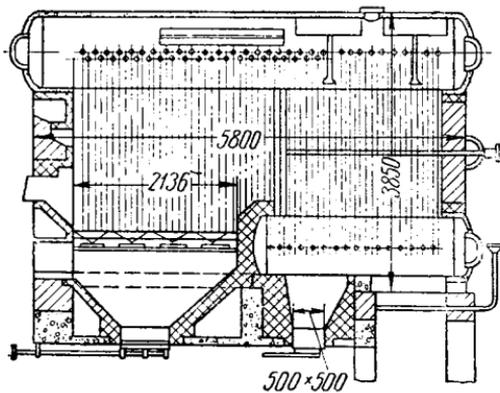


Рис. 71. Котел ДКВ (к табл. 51)

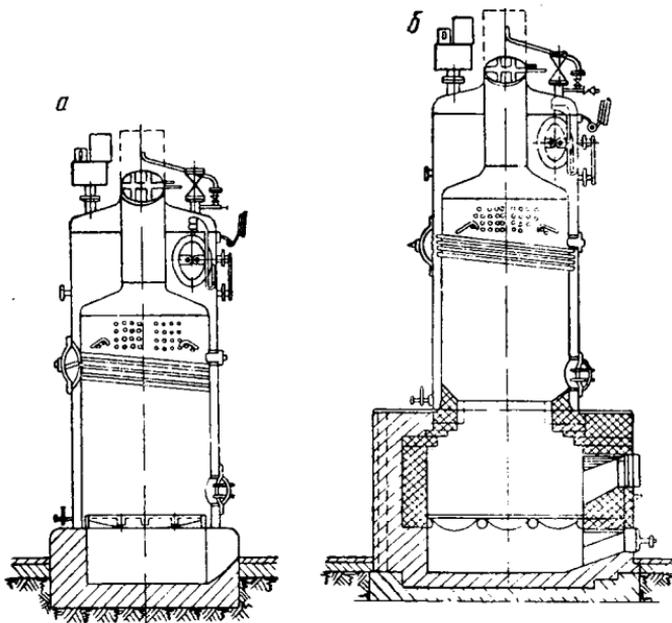


Рис. 72. Котел Шухова-Сараф (к табл. 53):
a — с внутренней топкой; *b* — с выносной топкой

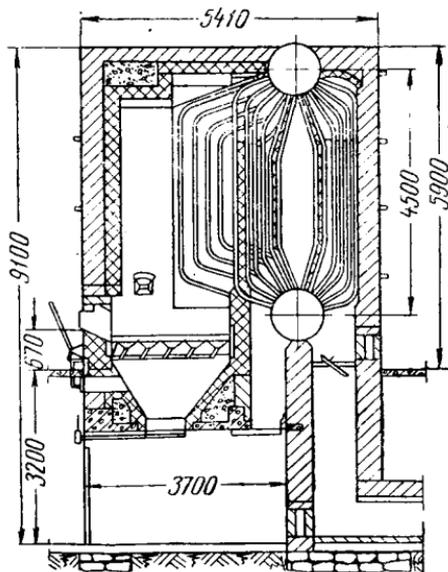


Рис. 73. Котел ТВД-2,5/13
 (к табл. 54)

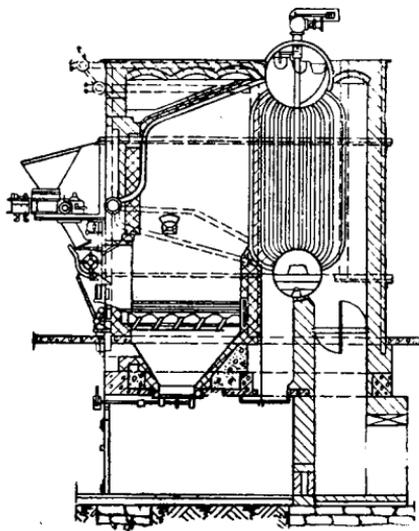


Рис. 74. Котел ВВД-4/13 (к табл. 55)

Принимаем $D = 6500 \text{ кг/ч}$; $i = 656 \text{ ккал/кг}$; $q = 60 \text{ ккал/кг}$;
 $Q_{н.р} = 6500 \text{ ккал/кг}$; $\eta_{к.у} = 70\%$

$$B = \frac{6500(656 - 60)}{6500 \cdot 0,70} = 850 \text{ кг/ч.}$$

Зная часовой расход топлива, находим площадь колосниковой решетки (м^2).

Допустимое видимое тепловое напряжение решетки в данном случае (табл. 47)

$$a = 900\,000 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч},$$

что соответствует весовому напряжению решетки

$$\frac{B}{R} = \frac{900\,000}{6500} = 139 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$$

и, следовательно, площадь колосниковой решетки будет

$$R = \frac{850}{139} = 6,1 \text{ м}^2.$$

Средняя высота топочного пространства от слоя топлива до первых рядов труб определяется

$$h = \frac{Q_{н.р} B}{b R} = \frac{6500 \cdot 850}{300\,000 \cdot 6,10} = 3,0 \text{ м},$$

где $b = 300\,000 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$ (взято из табл. 47).

В настоящее время в СССР выпускаются паровые котлы малой производительности различных типов. В табл. 49—57 приведены основные технические характеристики, а на рис. 69—76 поперечные разрезы этих котлов.

Наиболее распространенными типами являются котел Добрина производительностью 2 т/ч пара при давлении 8 атм , а также котлы ДКВ и ДКВР. На рис. 77 показана котельная с компоновкой пяти котлов ДКВ-6,5—13 на общую производительность $32,5 \text{ т/ч}$ пара, с механической топкой ПМЗ, водяным экономайзером, дутьевым вентилятором и дымососом.

Потребная мощность котельных установок для шахт производительностью от 600 до 1500 тыс. т угля в год в разных бассейнах с различными горногеологическими условиями составляет от 13 до 54 т пара в час.

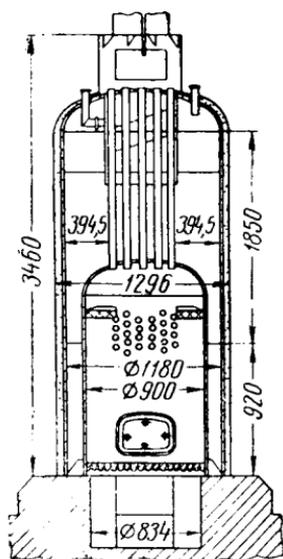


Рис. 75. Котел ВГД-16/8
(к табл. 56)

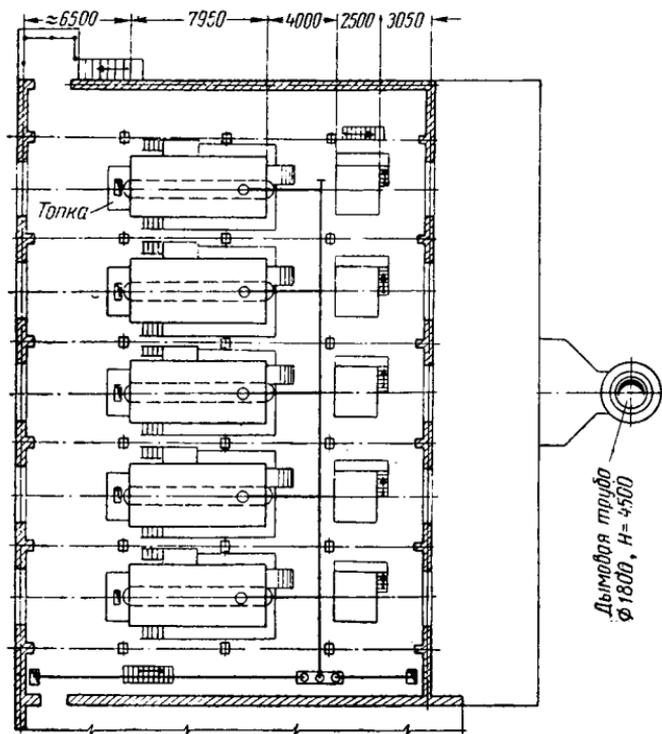
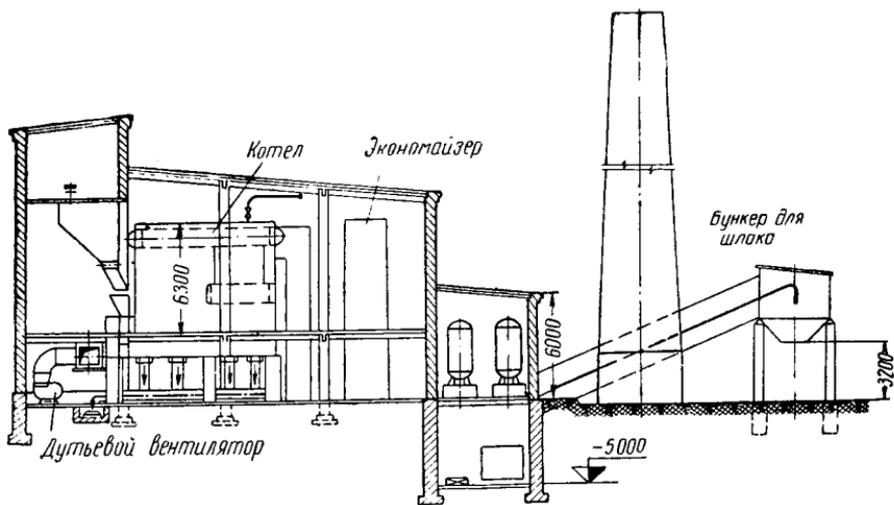


Рис. 77. Котельная с котлами ДКВ

Система котла	Напряжение поверхности кг/м ² ·ч	
	от	до
Вертикальные котлы Шухова-Сараф	25	30
Жаротрубные котлы с одной трубой	15	20
То же, с двумя трубами	20	25
Локомотивные котлы	18	25
Водотрубные котлы:		
ВВД	25	33
ДКВ	16	23

Таблица 49

Техническая характеристика вертикально-цилиндрических котлов ВТКБ

Показатели	Единица измерения	Тип котла	
		ВТКБ-0,5/8	ВТКБ-0,7/8
Поверхность нагрева	м ²	14,5	21,5
Паропроизводительность (средняя)	кг/ч	400—500	700
Рабочее давление	ати	8	8
Габариты котла:			
диаметр	мм	1400	1596
высота	"	4165	4623
Площадь колосниковой решетки	м ²	0,78	1,03
Вес котла	кг	4410	5463

Таблица 50

Техническая характеристика вертикально-водотрубных котлов КРШ

Показатели	Единица измерения	Тип котла	
		КРШ-2	КРШ-4
Поверхность нагрева	м ²	82	183
Паропроизводительность	кг/ч	2000	4000
Рабочее давление	ати	13	13
Размеры барабанов:			
длина	мм	3100	5050
диаметр	"	900	900
Диаметр кипящих труб	"	51/46	51/46
экраных	"	51/46	51/46
труб коллекторов	"	168/160	168/160
Площадь колосниковой решетки	м ²	3,73	7,46
Габариты котла (по обмуровке):			
длина	мм	5210	5210
ширина	"	2770	4520
высота	"	4445	4445

Требуемая поверхность нагрева котла определяется по формуле

$$H_k = \frac{D(i - q)}{\frac{D_n}{H_k} 640}, \quad (100)$$

где $\frac{D_n}{H_k}$ — допустимое напряжение поверхности нагрева котла по нормальному пару.

Средние величины напряжения поверхности нагрева приведены в табл. 48.

Таблица 51

Техническая характеристика вертикально-водотрубных котлов ДКВ

Показатели	Единица измерения	Тип котла		
		ДКВ-2-8	ДКВ-4-13	ДКВ-6, 5-13
Поверхность нагрева	м ²	124	202	288
Паропроизводительность	т/ч	2	4	6,5
Рабочее давление	ати	8	13	13
Длина барабанов:				
верхнего	мм	3945	5550	7415
нижнего	"	1450	2485	3290
Площадь колосниковой решетки . .	м ²	3,84	5,13	7,21
Габариты котла (по обмуровке):				
длина	мм	4205	5800	7680
ширина	"	3570	3570	3830
высота	"	3850	3850	3980

Таблица 52

Техническая характеристика котлов ДКВР

Показатели	Единица измерения	Типоразмер котла			
		10-13	6,5-13	4-13	2,5-13
Паропроизводительность	т/ч	10	6,5	4	2,5
Температура пара	град	Пар насыщенный			
Рабочее давление в барабане	ати	13	13	13	13
Радиационная поверхность нагрева (эффективная) . .	м ²	41,8	25	17	16
Конвективная поверхность нагрева котла	"	227	201	137	79
Водяной объем котла	м ³	8,6	7,5	5,4	3,6
Вес котельного металла	кг	11 083	8910		
Вес прочего металла	"	5 640	3200		
Вес котла в объеме заводской поставки	"	17 000	12 110	10 000	7700
Ширина решетки	мм	2 600	2600		
Длина решетки	"	3 660	2440		
Активная площадь зеркала горения	м ²	9,4	6,35		

Техническая характеристика стальных вертикальных паровых котлов Шухова-Сарафа

Показатели	Единица измерения	Тип котла; поверхность нагрева	
		ШС-3; 15,7 м ²	ШС-0,7/8; 22 м ²
Рабочее давление	<i>ати</i>	8	8
Объем водяного пространства . . .	<i>л</i>	1000	1400
Объем парового пространства . . .	<i>"</i>	410	630
Производительность	<i>кг/ч</i>	400	700
Площадь колосниковой решетки . .	<i>м²</i>	0,704**	1*
Диаметр внутреннего корпуса . . .	<i>мм</i>	926	1156
Наружный диаметр котла	<i>"</i>	1152	1350
Наружный диаметр прогарной трубы	<i>"</i>	352	433
Полная высота котла до дымовой заслонки	<i>"</i>	3000	3800
Высота цилиндрической части котла	<i>"</i>	2565	3470
Высота цилиндрической части внут- реннего корпуса	<i>"</i>	1900	2650
Число кипяtilьных труб*	<i>шт.</i>	56	78
Диаметр двойного предохранитель- ного клапана	<i>"</i>	2×38	2×38
	<i>"</i>	50	50
Вес котла с топкой и арматурой, но без воды	<i>кг</i>	2200	3460

* В котле ШС-3 пучки труб расположены перекрестно, а в котле ШС-0,7/8 — в одном направлении.

** Площадь колосниковой решетки для внешней топки определяют расчетом.

Таблица 54

Техническая характеристика парового вертикально-водотрубного котла ТВД-2,5/13

Показатели	Единица измерения	Поверхность нагрева, м ²
		90
Производительность (максимально длитель- ная)	<i>т/ч</i>	2,5
Рабочее давление	<i>ати</i>	13
Паровой объем	<i>м³</i>	1,4
Водяной объем	<i>"</i>	5,2
Питательный объем (при изменении уров- ня в стекле на 200 мм)	<i>"</i>	0,72
Габариты по обмуровке:		
длина	<i>мм</i>	5410
ширина	<i>"</i>	2880
высота (над полом)	<i>"</i>	5900
Площадь колосниковой решетки	<i>м²</i>	3,52
Общий вес металлических частей ске- лета котла	<i>кг</i>	6440

Техническая характеристика паровых вертикально-водотрубных котлов ВВД

Показатели	Единица измерения	Тип котла			
		ВВД-2/13	ВВД-4/13	ВВД-6,5/13	ВВД-10/13
Производительность	<i>т/ч</i>	2,5	4,0	6,5	10
Рабочее давление	<i>ати</i>	13	13	13	13
Общая поверхность нагрева	<i>м²</i>	90	155	205	300
Габариты обмуровки котла:					
длина	<i>мм</i>	4460	5410	5410	6410
ширина	"	3220	3880	5080	5080
высота	"	4600	5500	5500	6600

Таблица 56

Техническая характеристика парового вертикального водотрубно-газотрубного котла ВГД-16/8 с внутренней топкой

Показатели	Единица измерения	Поверхность нагрева, <i>м²</i>
		16
Производительность	<i>т/ч</i>	0,4—0,5
Рабочее давление пара	<i>ати</i>	8
Паровой объем	<i>м³</i>	0,7
Водяной объем	"	1,5
Габариты котла:		
высота (над фундаментом)	<i>мм</i>	3460
диаметр	"	1296
Площадь колосниковой решетки	<i>м²</i>	0,6
Питательный объем котла	<i>м³</i>	0,218
Общий вес котла	<i>кг</i>	2161

Таблица 57

Техническая характеристика парового вертикального водотрубно-газотрубного котла ВГД-28/8 с внешней топкой

Показатели	Единица измерения	Поверхность нагрева, <i>м²</i>
		28
Паропроизводительность	<i>т/ч</i>	0,7—0,9
Рабочее давление пара	<i>ати</i>	8
Паровой объем	<i>м³</i>	1,02
Водяной объем	"	3,20
Габариты котла:		
высота (над уровнем пола)	<i>мм</i>	5160
диаметр	"	1670
Площадь колосниковой решетки	<i>м²</i>	0,9
Габариты по площади фундамента	<i>мм</i>	1820 × 2760
Питательный объем котла	<i>м³</i>	0,34
Гидравлическое испытание	<i>ати</i>	11
Общий вес металла котла	<i>кг</i>	3000

Определение годового расхода топлива

Определение годового расхода топлива, потребного для калориферной установки, производится по формуле

$$B = \frac{Q_{\text{ср}} 24 T}{\gamma_{\text{к}} \eta_{\text{п}} \gamma_{\text{к. у}} Q_{\text{н}}^{\text{р}} 1000}, \text{ т/год}, \quad (101)$$

где $Q_{\text{ср}}$ — среднее часовое количество тепла, потребляемое калориферной установкой, *ккал/ч*;
 T — продолжительность отопительного периода, дней;
 $\gamma_{\text{к}}$ — к. п. д. калориферной установки;
 $\eta_{\text{п}}$ — к. п. д. паропровода;
 $\gamma_{\text{к. у}}$ — средний эксплуатационный к. п. д. котельной установки;
 $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ — низшая теплота сгорания сжигаемого топлива, *ккал/кг*.

$Q_{\text{ср}}$ определяется по формулам (9) и (9, а)

$$\begin{aligned} Q_{\text{ср}} &= 0,24 g_{1\text{ср}} (t_{\text{в}}'' - t_{\text{в.ср}}') = \\ &= 0,24 g (t_{\text{см}} - t_{\text{в.ср}}'), \text{ ккал/ч}, \end{aligned}$$

где

$$g_{1\text{ср}} = g \frac{t_{\text{см}} - t_{\text{в.ср}}'}{t_{\text{в}}'' - t_{\text{в.ср}}'}$$

или

$$g_{1\text{ср}} = g_1 \frac{(t_{\text{см}} - t_{\text{в.ср}}')}{(t_{\text{в}}'' - t_{\text{в.ср}}')} \cdot \frac{(t_{\text{в}}'' - t_{\text{в}}')}{(t_{\text{см}} - t_{\text{в}}')}, \text{ кг/ч};$$

где $g_{1\text{ср}}$ — среднее количество воздуха, проходящее через калорифер, *кг/ч*;

g — все количество вентиляционного воздуха, поступающего в ствол;

g_1 — количество воздуха; проходящее через калорифер при $t_{\text{в}}'$;

$t_{\text{в}}''$ — температура воздуха, по выходе из калорифера, *град*;

$t_{\text{в.ср}}'$ — средняя температура наружного воздуха за отопительный период, *град*.

Продолжительность отопительного периода для калориферной установки несколько меньше периода, принимаемого при расчете отопления по табл. 58.

Это следует объяснить тем, что надобность подогрева воздуха в калориферной установке отпадает при $t_{\text{в}}' \geq +2^\circ$, тогда как при обогреве зданий при этой температуре не может быть обеспечена санитарная норма температуры внутри помещения.

Климатические данные некоторых населенных пунктов

Наименование населенного пункта	Расчетная наружная температура (град) для проектирования		Средняя температура отопительного периода, град °в. ср	Продолжительность отопительного периода в днях за год, T°	Среднемесячные температуры воздуха, t град												Отопительный период	
	отопления t _н	вентилирования (зим-няя) t _в			сентябрь	октябрь	ноябрь	декабрь	январь	февраль	март	апрель	май	июнь	начало	конец		
Александровск	-24	-16	—	265	10,4	3,7	-3,4	-9,0	-11,9	-10,9	-5,8	2,8	11,1	—	12.X	21.IV		
Березники на Каме (Соликамск)	-36	-21	—	8,7	209	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
Бийск	-33	—	-9,4	199	11,4	2,4	-8,1	-13,8	-16,2	-15,7	-9,6	1,3	11,2	17,2	9.X	25.IV		
Воронеж	-26	-13	-4,8	172	12,6	5,7	-1,3	-6,6	-9,8	-8,3	-3,6	5,8	14,6	18,4	22.X	11.IV		
Ворошиловград	-26	-10	-2,9	152	14,6	8,0	1,1	-3,5	-7,0	-5,3	-0,1	8,4	16,0	19,6	1.XI	1.IV		
Горький	-29	-16	-6,8	165	10,4	3,3	-3,9	-10,5	-12,9	-12,0	-6,3	2,5	11,2	—	12.X	22.IV		
Грозный	-21	-7	-1,0	130	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
Днепропетровск	-21	-8	-1,8	149	—	8,7	2,2	-3,6	-6,3	-5,5	-0,3	7,9	15,8	—	5.XI	2.IV		
Златоуст	-34	-19	-8,1	212	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
Иркутск	-38	-28	-10,8	217	7,9	-0,3	-10,7	-18,2	-20,9	-18,5	-10,3	0,4	8,0	14,4	28.IX	2.V		
Калуга	-27	-13	-4,7	182	10,9	4,6	2,1	-6,9	-9,7	-8,2	-3,9	4,1	12,6	16,4	17.X	16.IV		
Каунас	-21	—	-2,5	167	11,9	6,6	1,3	-2,5	-4,7	-3,5	-0,3	5,9	12,5	15,9	28.X	8.IV		
Киев	-31	—	-6,7	191	13,4	7,3	0,7	-3,5	-6,0	-4,7	-0,5	6,8	14,6	17,4	29.X	5.IV		
Киров	-45	-34	-14,1	228	8,0	1,1	-6,8	-12,3	-15,1	-12,3	-7,0	1,6	9,9	14,9	2.X	26.IV		
Кола	-28	-18	-5,7	243	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
Красноярск	-36	-22	-8,2	208	9,8	0,7	-9,0	14,7	-18,2	-15,2	-8,4	0,9	9,4	16,2	8.X	28.IV		
Кривой Рог	-17	-8	-2,0	152	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
Куйбышев	-31	-17	-7,2	186	12,0	3,9	-4,1	-10,2	-14,0	-12,2	-6,4	3,8	14,1	18,8	4.X	17.IV		
Курск	-22	-12	-4,5	173	12,0	5,7	-1,4	-6,4	-9,3	-7,8	-3,3	5,3	13,6	17,1	22.X	12.IV		
Ленинскан	-23	-12	-4,2	161	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1.X	18.IV		
Ленинград	-24	-12	-3,7	188	10,6	4,7	-0,4	-5,5	-7,6	-7,7	-4,1	2,8	9,5	14,6	18.X	23.IV		
Львов	-22	-6	-1,8	149	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3.XI	31.III		
Магнитогорск	-32	-19	-9,0	208	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
Маринск	-39	—	-9,8	218	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
Москва	-30	-14	-5,2	189	10,1	3,7	-2,2	-8,0	-10,3	-9,6	-4,9	3,7	11,7	—	13.X	19.IV		
Мурманск	-28	-18	-5,7	243	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
Нарым	-40	-27	-14,8	226	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
Нерчинск	-45	-26	-16,8	215	9,6	-1,8	-17,0	-28,9	-31,4	-25,5	-15,0	-0,2	9,5	17,2	29.IX	30.IV		
Нижний Тагил	-34	-20	-8,5	204	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
Новосибирск	-38	-23	-10,7	210	10,1	0,8	-9,7	-16,2	-19,3	-17,6	-11,5	-0,8	9,5	16,1	4.X	1.V		
Омск	-37	-24	-10,9	206	10,4	0,9	-9,4	-16,1	-19,6	-17,6	-11,6	0,1	10,8	16,4	5.X	28.IV		
Орел	-25	-12	-4,9	179	12,1	5,4	-1,4	-7,1	-10,1	-9,3	-4,0	4,4	12,7	—	20.X	16.IV		
Пермь	-33	-19	-8,7	205	9,6	1,0	-7,4	-13,1	-16,0	-12,8	-7,0	1,8	10,0	15,1	3.X	25.IV		
Петропавловск	-37	-23	-10,3	207	10,5	0,9	-9,2	-12,7	-16,0	-15,8	-9,6	3,0	14,2	19,7	13.X	19.IV		
Ростов на-Дону	-19	-9	-2,3	143	16,5	9,8	2,3	-2,5	-6,1	-4,0	1,0	9,0	16,8	20,7	7.XI	29.III		
Свердловск	-32	-19	-8,2	208	8,8	0,4	-7,8	-13,5	-16,2	-13,1	-7,4	1,6	9,9	14,8	1.X	26.IV		
Смоленск	-25	-11	-3,9	183	10,6	4,5	-1,5	-6,1	-8,4	-7,2	-3,3	4,2	12,2	15,8	16.X	16.IV		
Сталинск	-38	-21	-9,6	205	10,4	1,5	-8,5	-15,1	-17,3	-15,9	-9,4	0,7	9,9	16,6	6.X	28.IV		
Таганрог	-19	-8	-2,5	145	16,6	9,8	2,2	-2,5	-5,9	-4,1	0,4	8,5	16,4	20,5	17.XI	31.III		
Ташкент	-17	-4	+0,7	88	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
Тбилиси	-9	-3	+1,7	87	19,7	13,9	7,2	2,9	0,1	2,5	6,7	11,4	16,8	20,9	4.XII	28.III		
Тобольск	-35	-23	-10,1	213	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
Томск	-39	-24	-10,5	216	9,1	-0,1	-10,7	-16,9	-19,4	-16,8	-10,6	-1,0	8,4	15,0	1.X	4.V		
Тула	-27	-14	-5,0	184	11,1	4,8	-1,6	-7,2	-10,0	-9,4	-4,6	4,7	13,5	16,7	16.X	17.IV		
Тургай	-31	—	-9,8	183	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
Туруханск	-48	-35	—	244	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
Тюмень	-37	-22	-9,4	203	9,8	0,9	-8,3	-14,3	-17,5	-14,3	-8,1	1,7	10,8	16,2	4.X	24.IV		
Уральск	-30	-18	-7,4	170	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
Уркач	-32	-22	—	179	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
Уфа	-31	-18	-7,8	194	10,8	2,4	-5,8	-11,8	-15,0	-12,8	-6,6	3,1	12,7	17,3	9.X	20.IV		
Харьков	-25	-11	-3,4	162	13,2	6,9	0,7	-4,8	-7,7	-6,0	-1,2	7,0	14,4	18,3	27.X	6.IV		
Челябинск	-34	-20	-8,6	200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
Чита	-41	-30	-14,1	218	8,2	-1,7	-14,5	-24,1	-27,4	-22,3	-12,4	0,0	7,9	15,7	28.IX	3.V		
Шадринск	-35	—	-8,9	202	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
Якутск	-56	-45	-23,1	238	6,0	-8,0	-2,8	-40,0	-43,5	-35,3	-22,2	-7,9	5,6	15,0	18.IX	13.V		
Ярославль	-29	-16	-5,6	196	9,4	2,7	-4,1	-9,4	-12,1	-10,3	-5,7	2,4	10,8	14,8	9.X	23.IV		

Точное определение T может быть получено для данного района по климатической карте изменений температур.

А. П. Саверин [20] рекомендует T брать на 25 дней меньше периода отопительной установки зданий (табл. 58).

Средняя температура наружного воздуха $t'_{в. ср}$ будет очевидно несколько ниже этой величины для отопительной установки зданий и также точно может быть определена по климатической карте. Ориентировочно можно определить $t'_{в. ср}$ по формуле

$$t'_{в. ср} = \frac{t_{в. ср} T'}{T},$$

где $t_{в. ср}$ и T' — берутся по табл. 58.

Пример. Определить расход топлива за год для caloriferной установки Донбасса, подогревающей $g_1 = 200\,000$ кг/ч воздуха от температуры $t'_в = -36^\circ$ до $t''_в = +70^\circ$. Топливо — донецкий уголь, $Q_H^p = 6500$ ккал/кг.

Продолжительность работы caloriferной установки (для Днепропетровска)

$$T = T' - 25 = 149 - 25 = 124 \text{ дня,}$$

где $T' = 149$ по табл. 58.

Средняя температура за отопительный период

$$t'_{в. ср} = \frac{t_{в. ср} T'}{T} = \frac{-1,8 \cdot 149}{124} = -2,2^\circ,$$

где $t_{в. ср} = -1,8^\circ$.

Средний расход воздуха

$$g_{1 ср} = g_1 \frac{(t_{см} - t'_{в. ср})(t''_в - t'_в)}{(t''_в - t'_{в. ср})(t_{см} - t'_в)} = 41\,700 \text{ кг/ч.}$$

Принимаем $\eta_{к. у} = 0,60$ — средний эксплуатационный к. п. д. котельной установки;

$\eta_{п} = 0,98$ — к. п. д. паропровода;

$\eta_{к} = 0,95$ — к. п. д. calorифера.

Средний расход тепла

$$Q_{ср} = 0,24 \cdot 41\,700 (70 + 2,2) = 722\,000 \text{ ккал/ч}$$

и расход топлива в год по формуле (100)

$$B = \frac{Q_{ср} 24 T}{\eta_{к} \eta_{п} \eta_{к. у} Q_H^p 1000} = \frac{722\,000 \cdot 24 \cdot 124}{0,60 \cdot 0,98 \cdot 0,95 \cdot 6500 \cdot 1000} = 593 \approx 600 \text{ т/год.}$$

Расход условного топлива

$$B_y = B \frac{Q_H^p}{7000} = 550 \text{ м/год.}$$

Годовой расход топлива на отопление и вентиляцию зданий определяется по формуле

$$B_0 = \frac{Q_{o. \text{ ср}} T'24 + Q_{в. \text{ ср}} T'24}{\eta_k \eta_{п} \eta_{к. \text{ у}} 1000 Q_H^p} = \frac{(Q_{o. \text{ ср}} + Q_{в. \text{ ср}}) T'24}{\eta_k \eta_{п} \eta_{к. \text{ у}} 1000 Q_H^p}, \text{ м/год, (102)}$$

где

$$Q_{o. \text{ ср}} = y V (t_v - t_{н. \text{ ср}}), \text{ ккал/ч}$$

и

$$Q_{в. \text{ ср}} = y_v V (t_v - t_{н. \text{ в. ср}}), \text{ ккал/ч}$$

представляют собой средние расходы тепла на отопление и вентиляцию согласно формул (89) и (91).

Расход топлива на душ определится

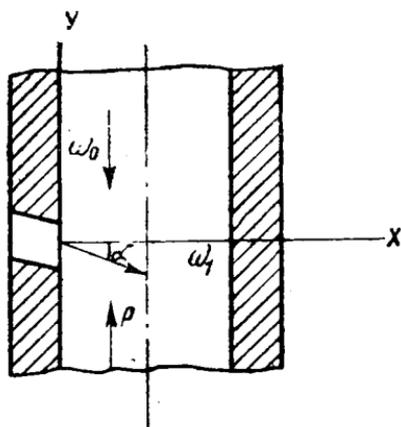
$$B_d = \frac{qn_6 \cdot 300}{Q_H^p \eta_{к. \text{ у}} \eta_{п} \eta_o 1000}, \text{ м/год. (103)}$$

Расход условного топлива B_y определится по формуле

$$B_y = B \frac{Q_H^p}{7000}, \text{ м/год. (104)}$$

VII. РАСЧЕТ ОКОН

Воздух подается из калорифера по каналам в вертикальный ствол шахты, проходя в него через специальные окна. В настоящее время предусматривается устройство обычно не более двух окон, чаще применяют ввод воздуха через одно окно, хотя иногда по конструктивным соображениям приходится по окружности выполнять более двух окон в шейке ствола.



Для устранения возможности выбивания струи горячего воздуха на поверхность окно должно быть скошено для создания направления струи воздуха вниз, как указано на рис. 78.

Для определения площади поперечного сечения окна необходимо определить скорость входа подогретого воздуха в ствол, тогда площадь окна определится

Рис. 78. Направление воздуха при вводе его в ствол

$$F = \frac{g_1}{\gamma_1 \omega_1 3600}, \quad (105)$$

где g_1 — количество воздуха, проходящего через окно, кг/ч;
 γ_1 — удельный вес подогретого воздуха при t_b'' ;
 ω_1 — скорость входа воздуха в окно, м/сек.

Для определения скорости ω_1 и угла α скоса окна выведем уравнение траектории движения частицы воздуха по выходе из окна калориферного канала в ствол.

Эту задачу аналитически разрешили М. С. Слободкин и Г. В. Буханцев [23].

Рассмотрим движение частицы горячего воздуха после выхода ее из окна.

Внутри ствола шахты движение частицы определяется тремя факторами:

1) частица стремится двигаться в направлении оси окна со скоростью ω_1 ;

2) частица подхватывается током холодного воздуха, идущего в шахту с поверхности, и движется со скоростью ω_0 ;

3) на частицу действует постоянная сила P , равная разности весов холодного и горячего воздуха и направленная вверх.

Из этих трех факторов два нам известны, именно: скорость холодного воздуха определяется по формуле

$$\omega_0 = \frac{(g_0 - g_1)}{\gamma \frac{\pi D^2}{4} 3600}, \quad (106)$$

где D — диаметр ствола шахты, m ;

g_0 — общее количество воздуха, подаваемое в ствол, $кг/ч$;

g_1 — количество воздуха, проходящего через окно, $кг/ч$;

γ — удельный вес холодного воздуха, поступающего в шахту, $кг/м^3$.

Сила P находится из уравнения

$$P = m_1 g \left(\frac{1 + \alpha t_B''}{1 + \alpha t_B'} - 1 \right), \quad (107)$$

где m_1 — масса частиц горячего воздуха;

g — ускорение силы тяжести;

t_B' — температура наружного холодного воздуха, $град$;

t_B'' — температура подогретого воздуха по выходе из калорифера, $град$.

Это уравнение получим, учитывая, что

$$P = g_0 - g_1 = mg - m_1 g = g(m - m_1),$$

а

$$\frac{m}{m_1} = \frac{1 + \alpha t_B''}{1 + \alpha t_B'},$$

т. е.

$$m = m_1 \frac{1 + \alpha t_B''}{1 + \alpha t_B'},$$

где m — масса частиц холодного воздуха при температуре t_B'

$$\text{и } \alpha = \frac{1}{273}$$

или

$$P = m_1 g A, \quad (108)$$

где

$$A = \left(\frac{1 + \alpha t_B''}{1 + \alpha t_B'} - 1 \right).$$

Разлагая движение на компоненты по осям координат, имеем дифференциальное уравнение движения по оси X

$$m\ddot{x} = 0;$$

$$m\dot{x} = C_1 t \pm C_2,$$

интегрируя это уравнение два раза, получим произвольные постоянные C_1 и C_2 , определяемые из условий:

$$\dot{x} = \omega_1 \cos \alpha \text{ при } t = 0$$

и $x = 0 \text{ при } t = 0,$

откуда

$$x = \omega_1 \cos \alpha t. \quad (109)$$

Дифференциальное уравнение движения по оси y -ов.

$$m\ddot{y} = P.$$

$$m\ddot{y} = m \left[\frac{1 + at_B''}{1 + at_B'} - 1 \right] g = mAg. \quad (110)$$

Интегрируя это уравнение два раза, получим

$$y = A \frac{gt^2}{2} + C_3 t + C_4.$$

Произвольные постоянные C_3 и C_4 определяются из условий

$$\dot{y} = -(\omega_0 + \omega_1 \sin \alpha) \text{ при } t = 0 \text{ и } y = 0 \text{ при } t = 0,$$

откуда имеем

$$y = \frac{Ag t^2}{2} - (\omega_0 + \omega_1 \sin \alpha) t.$$

Исключая из уравнений движения время t , получаем уравнение траектории, по которой движется частица горячего воздуха по выходе ее из окна в ствол шахты

$$y = \frac{Ag x^2}{2\omega_1^2 \cos^2 \alpha} - (\omega_0 + \omega_1 \sin \alpha) \frac{x}{\omega_1 \cos \alpha}. \quad (111)$$

Полученное уравнение представляет собой, как и следовало ожидать, уравнение параболы.

Л. П. Северин [21], развивая аналитическое решение вышеуказанных авторов, получил формулу для определения скорости входа воздуха через одно окно.

Ввиду того, что окно расположено сравнительно недалеко от поверхности земли, возможно выбивание струи горячего воздуха из шахты на поверхность. Для предотвращения этого явления необходимо, чтобы параболические траектории частиц горячего воздуха в месте касания образующей шахтного ствола имели бы с нею угол $\leq 90^\circ$.

Для этого необходимо, чтобы \dot{y} равенства (111) при $x = D$, где D — диаметр ствола, имело бы значение

$$\dot{y} \leq 0.$$

Дифференцируя уравнение (111), получим

$$\dot{y} = \frac{Agx}{\omega_1^2 \cos^2 \alpha} - \frac{\omega_0 + \omega_1 \sin \alpha}{\omega_1 \cos \alpha},$$

подставляя $x = D$ и полагая $\dot{y} = 0$, получим

$$\frac{AgD}{\omega_1^2 \cos^2 \alpha} = \frac{\omega_0 + \omega_1 \sin \alpha}{\omega_1 \cos \alpha},$$

откуда предельное значение скорости

$$\omega_1 = \frac{-\omega_0 \pm \sqrt{\omega_0^2 + 4AgD \operatorname{tg} \alpha}}{2 \sin \alpha}, \text{ м/сек.} \quad (112)$$

Полученное значение скорости следует несколько увеличить, но величина ω_1 не должна быть более 15 м/сек, согласно требованиям Правил безопасности.

При вводе воздуха через два противоположно расположенных окна необходимо также соблюдать условие, чтобы траектория частиц горячего воздуха у оси ствола была бы направлена вниз. Для этого необходимо также, чтобы $\dot{y} \leq 0$ при

$$x = R = \frac{D}{2}.$$

М. И. Слободкин и Г. В. Буханцев для случая ввода воздуха через четыре окна рекомендовали выбирать α в пределах 5—10°.

Угол наклона окна к горизонту при проектировании принимают в настоящее время до 25—30°, однако на выбор угла α оказывает влияние ряд факторов.

Л. П. Северин на расчетном примере для шахты Мосбасса с суточной производительностью 1250 т и диаметром ствола $D = 5,5$ м, принимая $t'_B = -38^\circ$, $t''_B = +70^\circ$ и $t_{см} = +2^\circ$ при количестве вентиляционного воздуха $g_0 = 183\,600$ кг/ч, получил следующие значения величин (табл. 58, а).

Таблица 58, а

Угол наклона канала α , град	Значения величин				
	ω_1 (расчетное)	$\omega_1 g$ (принято)	F , м ²	$\frac{\omega_1}{\omega_0}$	$\frac{F_{\text{шахты}}}{F}$
15	8,4	8,5	2,17	9,5	10,9
10	9,7	10,0	1,84	11,1	12,9
5	12,5	12,6	1,46	14,0	16,3

Наименьшее сечение канала получается при $\alpha = 5^\circ$, но при этом скорость выхода воздуха будет 12,5 м/сек, что повышает сопротивление калориферной установки, а следовательно, и мощность электродвигателя.

Л. П. Северин расчетом показал, что:

1) наилучшее распределение потока подогретого воздуха получается при наибольших скоростях входа его в ствол, т. е. при меньших углах наклона;

2) понижение температуры подогрева t_v'' не улучшает распределение воздуха при вводе в ствол;

3) повышение температуры подогрева воздуха до возможного предела позволяет получить наименьшие размеры окон.

Расчет окон для наклонного ствола произведен также Л. П. Севериным. Желаящих ознакомиться с методом расчета отсылаем к его работе [21].

VIII. РЕГУЛИРОВАНИЕ, КОНТРОЛЬ, УСТАНОВКА И МОНТАЖ КАЛОРИФЕРНОЙ УСТАНОВКИ

В выполненной калориферной установке для отопления шахтного ствола иногда имеют место те или иные отступления от проектных предположений и расчетов как в отношении сопротивления (например, калорифера), так и в отношении шероховатости стенок воздухопроводов, формы поворотов, длины и сечений воздуховода и пр. Вследствие этого при пуске калориферной установки может оказаться, что вентилятор при расчетной скорости вращения перемещает либо большее, либо меньшее количество воздуха по сравнению с расчетным. Кроме того, температура воздуха, выходящего из калорифера, может отличаться от расчетной. Также в зависимости от изменения температуры наружного воздуха температура подогретого воздуха будет изменяться. Поэтому работа установки как в пусковой период, так и в условиях эксплуатации должна постоянно регулироваться. В период пуска необходимо произвести генеральное испытание установки, имеющее целью выявление тепловых и гидравлических показателей и уточнения производительности установки с последующей регулировкой ее. В эксплуатационных условиях установка должна подвергаться осмотру, очистке и регулировке с целью получения нужного подогрева воздуха в зависимости от наружной температуры.

Регулирование

Регулирование калориферной установки можно производить различными способами: 1) воздействием на теплоноситель; 2) воздействием на вентиляторную установку; 3) путем пропуска части воздуха через обводной канал у калориферов.

При воздействии на теплоноситель, например пар, можно прикрытием или открытием вентиля на паровой магистрали изменить количество и качество поступающего к калориферам пара. Степень нагрева воздуха, проходящего через калорифер, возможно изменять и путем выключения при помощи вентиля

части секций калориферной установки (например, для пластинчатых калориферов). Возможно, если калориферная установка состоит из ряда независимых систем, производить регулирование путем выключения одной или нескольких систем калориферных установок.

Регулирование переменной условий работы вентилятора производят либо изменением напора вентиляторной установки, либо количеством подаваемого воздуха.

Регулирование работы вентилятора изменением напора осуществляется путем создания дополнительного сопротивления

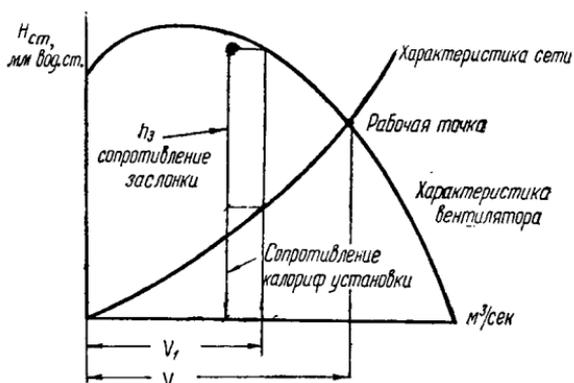


Рис. 79. Регулирование производительности вентилятора заслонкой

движению воздуха, т. е. дросселированием его заслонками, установленными на всасывающей и нагнетательной стороне вентилятора, при постоянной скорости вращения рабочего колеса. Этот способ регулирования распространен вследствие его простоты, но в то же время он является и наименее экономичным.

Регулирование на всасывающей стороне является более выгодным, чем на нагнетательной. При этом скорость вращения вентилятора должна быть выбрана такой, чтобы при максимальной подаче воздуха напор был не меньше необходимого для преодоления всех сопротивлений. При меньшем расходе воздуха вводится дополнительное сопротивление заслонки (дросселирование). По характеристике вентилятора можно судить, насколько этот способ является неэкономичным (рис. 79).

Так, при производительности V_1 м³/сек потери мощности на преодоление сопротивления заслонки будут

$$N = \frac{V_1 h_3}{75 \eta_{в}}$$

Регулирование скоростью вращения вентилятора является более экономичным, так как в этом случае режим работы вентилятора всегда соответствует сопротивлению калориферной установки, на которую он работает. Потери в заслонке отсутствуют (рис. 80).

Изменения скорости вращения вентилятора можно достичь: 1) при ременной передаче изменением диаметра шкива на электродвигателе или вентиляторе, т. е. изменением передаточного числа. Этот способ неудобен и не применяется;

2) применением электродвигателя с регулировкой скорости вращения.

Необходимо отметить, что регулирование скорости вращения наиболее удобно при установке двигателей постоянного тока, но в производственных условиях это не всегда возможно.

Коллекторные двигатели переменного тока, позволяющие изменять скорость вращения ротора, не распространены ввиду их дороговизны и неудобства в эксплуатации. Изменение скорости вращения асинхронных двигателей путем введения регу-

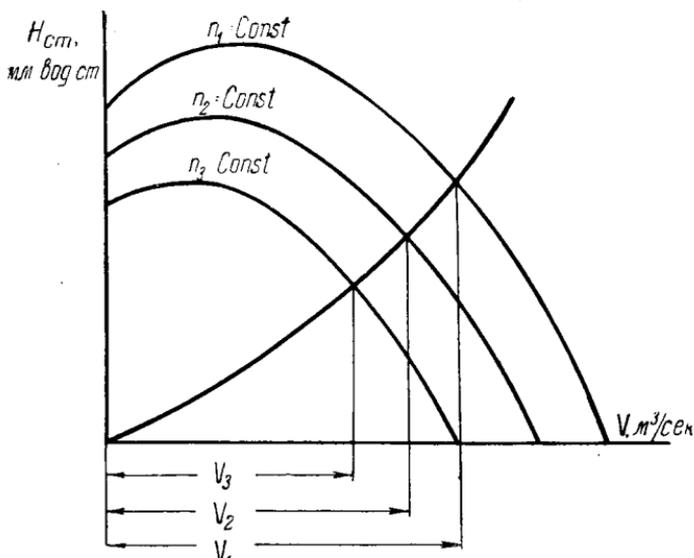


Рис. 80. Регулирование производительности вентилятора изменением скорости вращения

лировочных реостатов в цепь ротора сопровождается большими потерями энергии (так как реостат в электрической цепи эквивалентен заслонке в воздушной цепи);

3) регулированием скорости вращения вентилятора посредством гидравлических муфт.

Принцип работы гидромуфты заключается в следующем: в непосредственной близости от насаженного на вал двигателя ротора (ведущего) находится ведомый ротор (турбинка), насаженный на вал вентилятора. Кольцевое пространство, в котором находятся лопатки обоих роторов, заполнено жидкостью (маслом, водой) и вращение вала вызывает вращение также и ведомого ротора. Уменьшая количество вводимой в кольцевое пространство жидкости, можно уменьшить скорость вращения колеса вентилятора при постоянной скорости вращения двигателя;

4) регулировкой путем установки двухскоростных двигателей с двумя обмотками, или с одной обмоткой и переключением числа полюсов.

Такая схема регулирования значительно выгоднее простого дросселирования;

5) Регулированием при помощи поворотных направляющих устройств на всасывающей стороне вентилятора. В этом случае регулирование производится путем изменения положения поворотных завихрывающих лопаток.

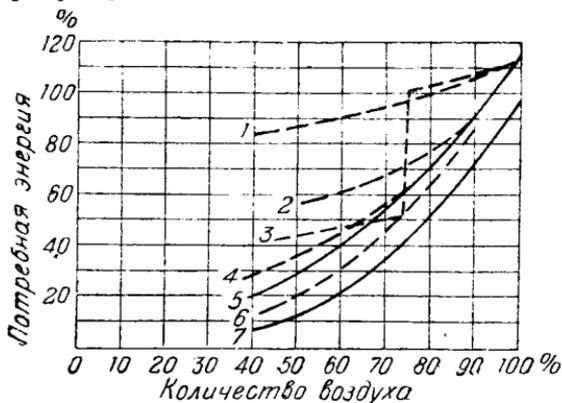


Рис. 81. Сравнение расхода энергии на зажимах электродвигателя при различных способах регулирования вентилятора и различных типах электродвигателей:

1 — дроссельное регулирование — односкоростной электродвигатель; 2 — регулирование направляющими лопатками; 3 — дроссельное регулирование — двухскоростной электродвигатель; 4 — регулирование изменением скорости вращения — асинхронный электродвигатель с кольцами; 5 — регулирование гидромуфтой; 6 — регулирование коллекторным электродвигателем; 7 — идеальная кривая расхода электроэнергии при регулировании скорости вращения

Проще может быть осуществлено регулирование осевых вентиляторов, в которых, изменяя угол установки лопаток, можно изменить режим работы вентилятора. Регулирование степени нагрева воздуха можно осуществить путем устройства обводного канала, по которому часть воздуха от вентилятора поступает в ствол, минуя калориферную установку. При этом, очевидно, температура $t''_в$ при поступлении в ствол устанавливается более низкой, вследствие смешения холодного и нагретого воздуха за калориферами, при этом температура нагрева воздуха в калориферах регулируется в зависимости от температуры наружного воздуха.

При работе шахты с нагревательной вентиляцией калориферная установка может быть расположена на всасывающей стороне вентилятора. В этом случае регулирование температуры воздуха, входящего в вентилятор, можно также осуществить путем устройства отводного канала, по которому часть воздуха поступает к вентилятору, минуя калориферную установку.

Пуск и остановка действующей калориферной установки

При пуске действующей калориферной установки в работу необходимо соблюдать следующие основные правила пуска (в порядке очередности).

1. Пустить теплоноситель (пар) в калорифер, открыв соот-

ветствующие вентили. При этом одновременно производится продувка конденсатоотводчика. При пуске огневого калорифера вначале следует пустить воздух в калорифер и только после этого форсировать растопку топки, так как в противном случае возможен перегрев труб калорифера.

2. Включить вентилятор.

Необходимо иметь в виду то, что мощность вентилятора при постоянной скорости вращения зависит от производительности, причем у центробежных вентиляторов потребляемая мощность резко возрастает с увеличением производительности, а у осевых, наоборот, достигает наибольшего значения при нулевых подачах.

Поэтому из-за опасения перегрузки электродвигателя центробежные вентиляторы следует пускать при закрытой задвижке, а осевые при открытой.

3. Открыть доступ наружного воздуха.

При остановке установки, оборудованной паровыми калориферами, нужно соблюдать следующую последовательность:

1) выключить вентилятор (при закрытой задвижке для центробежного вентилятора и открытой для осевого);

2) закрыть доступ наружного воздуха;

3) прекратить доступ пара в калорифер и открыть отводную линию конденсационного горшка. Это необходимо, так как при конденсации пара в калорифере образуется вакуум и возможен подсос конденсата из конденсатопровода в калорифер.

При нагреве воздуха в огневом калорифере необходимо заглушить топку, провентилировать газоходы и только после этого остановить воздушный вентилятор.

Контроль работы установки

Работа калориферной установки во время ее эксплуатации должна контролироваться по показаниям приборов. Кроме того, проводятся приемно-сдаточные и контрольно-эксплуатационные испытания.

Целью приемно-сдаточного испытания является установление соответствия смонтированной калориферной установки условиям проекта и выявление ее технической эффективности, при этом должно быть определено:

а) теплопроизводительность и аэродинамические сопротивления калориферов и скорость движения в них воздуха;

б) режим работы вентилятора, т. е. скорость вращения, напор и производительность;

в) величина сопротивлений воздушных каналов;

г) количество и качество поступающего пара и удаляемого конденсата.

Перед приемно-сдаточными испытаниями следует проверить правильность выполнения воздушных каналов и воздухопроводов

(форму, диаметр, размеры, плотность соединения отдельных звеньев), наличие ограждения у ременных передач, правильность установки жалюзийных решеток, клапанов, правильность установки calorиферов, обходных каналов и подводки пара к ним. Правильность расположения и установки контрольно-измерительной аппаратуры, прочность крепления вентиляторов к основаниям, наличие смазки в подшипниках, правильность установки электродвигателей и т. д.

Контрольно-эксплуатационные испытания должны производиться для проверки состояния calorиферной установки в процессе ее эксплуатации по мере надобности.

При испытании calorиферных установок применяются следующие основные приборы (табл. 59).

Т а б л и ц а 59

Наименование прибора	Назначение и область применения
Тягомеры и микроанометры	Для измерения избыточного давления и разряжения до 100—160 кг/м ²
Пневмометрические трубки	Применяются совместно с микроанометрами или тягомерами для измерения полного и статического давления воздуха при скоростях движения не менее 3 м/сек
Анемометры — крыльчатые	Для измерения скорости движения воздуха от 0,2 до 10 м/сек
Анемометры чашечные	То же, от 1 до 30 м/сек
Анемометры струнные	То же, от 0,5 до 25 м/сек
Термометры ртутные	Для измерения температуры воздуха и пара от —40 до +300° и специальные до 500°
Термометры манометрические	То же, от 0 до 300°
Термометры термоэлектрические (термопары)	Для измерения температуры воздуха газа или пара до 1600°
Термометры сопротивления	Для измерения температур от 0 до 500°
Психрометры	Для измерения влажности воздуха
Барометры	Для измерения атмосферного давления
Расходомеры и дифманометры	Для измерения расхода пара
Тахометры	Для измерения скорости вращения вентиляторов и электродвигателей
Амперметры, вольтметры и ваттметры	Для измерения мощности, потребляемой двигателем

Отсылая желающих подробно ознакомиться с этими приборами к специальным курсам [16], приведем здесь краткие сведения о них и правилах пользования ими. При пользовании ртутными стеклянными термометрами их обычно снабжают металлическими оправами или помещают в специальные защитные

футляры. При установке термометров необходимо соблюдать следующие правила.

1. Ртутный шарик должен находиться в центре участка, температура которого определяется, причем шарик должен непосредственно омываться средой.

2. Отверстие, в которое вставляется термометр, должно быть тщательно уплотнено.

3. Место установки термометра должно быть доступно для наблюдения.

4. Шкалу термометра нельзя установить под углом более $20—30^\circ$ к вертикали. Необходимо следить за чистотой как шкалы, так и стеклянной трубки термометра.

5. При разрыве ртутного столба, происходящего чаще всего от небрежного обращения (удары, резкое охлаждение, сотрясение и т. д.), необходимо весьма осторожно нагревать термометр до тех пор, пока ртутный столб не поднимется до самого верхнего конца капилляра.

Ртутные термометры дают отклонения в показаниях, достигающие до $2—3^\circ$, поэтому при точных замерах следует пользоваться термометрами, имеющими градуировочные паспорта, выданные Институтом мер и стандартов.

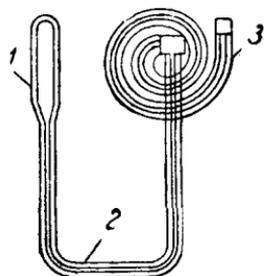


Рис. 82. Схема манометрического термометра

Если трубочку термометра заполнить сверх ртути азотом под давлением $30—40$ *атм*, то он становится пригодным для измерения температур до $450—550^\circ$. Манометрический термометр может быть применен для измерения температур до 300° . Схема его показана на рис. 82. Он представляет систему, состоящую из баллона 1, манометра 3 и соединяющей капиллярной трубки 2. Система заполняется газом или жидкостью.

Давление газа, жидкости или насыщенных паров, заключенных в замкнутой системе, находится в прямой зависимости от их температуры. Манометр 3 можно проградуировать в температурной шкале. Таким образом, этот прибор по своему назначению является термометром, по конструкции же измерительного органа — манометром, а по принципу действия и назначению — манометрическим термометром. В случае заполнения системы инертным газом термометр называется газовым, при заполнении жидкостью, которая не кипит при максимальной измеряемой температуре, — жидкостным. При заполнении низко кипящей жидкостью, пары которой при измеряемой температуре частично заполняют баллон, термометр называется паровым. Органом, воспринимающим тепло, является баллон 1, который называется приемником. Он изготавливается из латуни или стали, в зависимости от заполнителя, и представляет собой трубку с приваренным

или припаянным доньшком. Другой конец имеет головку с фланцем и гайкой для крепления приемника к сосуду, температура которого должна быть измерена. Капилляр, соединяющий приемник с измерителем, изготавливается из цельнотянутой медной или стальной трубки с внутренним диаметром около 0,35 мм. Он защищен от механических повреждений медной или стальной оплеткой. В местах, опасных для излома, т. е. у приемника и у корпуса прибора, иногда накладывается дополнительная броня.

Измерителем, как указывалось, является манометр с трубкой овального сечения, согнутой по дуге, немного превышающей 180°, или в виде многовитковой винтовой геликоидальной пружины. Такие термометры выпускаются как показывающими, так и самопишущими. Также находит применение электрический термометр сопротивления, принцип действия которого основан на свойстве большинства проводников изменять свое сопротивление в зависимости от температуры. Измерение сопротивления проволоки производится уравновешенным или неуравновешенным мостиком или же логометром.

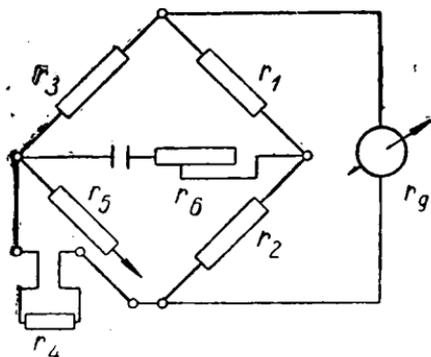


Рис. 83. Схема соединений термометра сопротивления

Шкала измерительного прибора выполняется в градусах столбчатой шкалы.

В состав измерительной установки входят следующие элементы:

- 1) термометр сопротивления, состоящий из металлической проволоки, намотанной на каркас, заключенный в арматуру;
- 2) измерительный прибор, показывающий или самопишущий;
- 3) источник тока, обычно аккумулятор небольшой емкости или купроксный выпрямитель, присоединяемый к электрической сети;
- 4) переключатель, присоединяющий несколько термометров сопротивлений к одному измерительному прибору, что дает возможность контролировать одним прибором нескольких температурных точек. Термометры сопротивления обычно изготавливаются из платины и меди. Платиновые термометры имеют предел измерения от 0 до 500°, медные — от 50 до 100°.

Схема термометра в большинстве случаев представляет соединение мостика Уитстона с обычным гальванометром, градуированным на температуры (рис. 83) в соответствии с изменением сопротивления термометра, составляющим одну из ветвей мостика.

В данной схеме

r_1 — сопротивление мостика;

r_g — внутреннее сопротивление гальванометра;

r_4 — сопротивление термометра.

Если сохранить на клеммах гальванометра постоянную электродвижущую силу E , то сила тока, проходящая через гальванометр, будет зависеть только от сопротивления термометра, так как I определяется по формуле

$$I = \frac{E(r_4 - r_1)}{2(r_4 + r_1)(r_g + r_1)}. \quad (113)$$

Контрольное сопротивление r_5 и реостат r_6 служат для поддержания постоянного значения E .

r_5 выбрано с таким расчетом, чтобы при его включении в систему мостика при замкнутом токе стрелка гальванометра отклонялась до величины, отмеченной на нем красной чертой.

Принципом, положенным в основу измерения сопротивления термометра при помощи логометра, является измерение отношения сил токов в двух параллельных цепях, питаемых от общего источника тока, причем в одну цепь включен измеряемый термометр.

Ток каждой цепи проходит через одну из двух электрически независимых, но механически связанных между собой катушек, могущих поворачиваться в поле постоянного магнита. От взаимодействия токов, проходящих через катушки с магнитным полем, создаются два вращающих момента, приложенных к соответствующим катушкам и направленным навстречу один к другому. Результирующий вращающий момент, равный разности обоих моментов, поворачивает систему до тех пор, пока изменяющиеся при этом моменты не уравновесят друг друга и система не придет в равновесие.

В логометре избыточный момент вращения одной из катушек уравнивается благодаря тому, что при повороте подвижной системы катушка с меньшим крутящим моментом вступает в область более сильного магнитного поля, поэтому момент ее увеличивается, у другой же катушки момент постоянен, — этим достигается равновесие. Определенному отношению сил токов, т. е. определенному соотношению сопротивлений цепей, соответствует одно определенное положение подвижной системы логометра. Можно поэтому проградуировать логометр в градусах температуры, если одно из сопротивлений будет постоянным, а другое переменным, зависящим от температуры. Отношение токов в цепях не зависит от напряжения, общего для обеих цепей источника тока. Колебания напряжения цепи, если они не превосходят $\pm 10\%$, не отражаются на показаниях прибора. Принципиальная схема логометра показана на рис. 84.

На рис. 85 показана схема внешних соединений логометра, где *a* — логометр и *б* — термометр сопротивления.

При измерении высокой температуры применяются термоэлектрические пирометры, работа которых основана на использовании термоэлектродвижущей силы, возникающей в цепи при нагреве места спая двух разнородных металлических проводников, включенных в цепь. Чем больше нагрев спая, тем больше будет электродвижущая сила. Гальванометр, присоединенный к холодным концам проводников, измеряет разность потенциалов

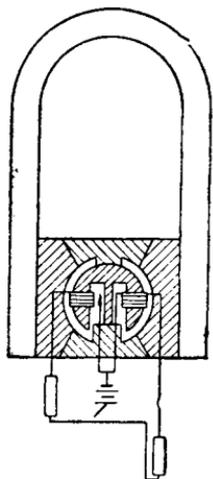


Рис. 84. Схема логометра

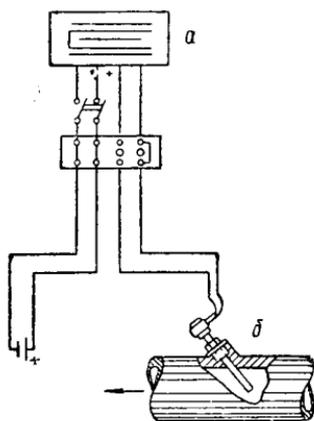


Рис. 85. Схема присоединения логометра к термометру сопротивления

и, будучи градуирован на температурную шкалу, показывает разность температур между горячим и холодным спаями. Если температура холодного конца будет равна температуре, при которой гальванометр градуирован, он покажет температуру измеряемой среды.

Нити термопары изолируют друг от друга асбестом или короткими фарфоровыми трубочками и помещают в футлярную грубу, обычно из железа.

Наиболее распространенными термопарами являются:

- 1) платино-платинородиевые с максимальным пределом измерения 1600° ;
- 2) хромель-алюмелевые с максимальным пределом измерения 1300° ;
- 3) никель-никельхромовые с максимальным пределом измерения 1100° ;
- 4) железо-копелевые с максимальным пределом измерения 800° ;
- 5) медь-копелевые с максимальным пределом измерения 400° .

Одновременно с измерением температур входящего и выходящего из калорифера воздуха необходимо контролировать количество его, особенно во время регулировки вентилятора, при пуске установки в эксплуатацию.

Количество воздуха, перемещаемое вентилятором по калориферной установке, легко определяется по формуле

$$V = F\omega 3600, \quad (114)$$

где V — расход воздуха, $м^3/ч$;

ω — средняя скорость воздуха в канале, $м/сек$;

F — площадь поперечного сечения канала, $м^2$.

Таким образом, можно проверить в пущенной в эксплуатацию установке количество перемещаемого воздуха, измерив скорость его движения.

Простейшим прибором является анемометр, который может быть использован при измерении скорости воздуха или газа невысокой температуры ($\leq +100^\circ$) в трубах или каналах при входе или выходе из них.

Анемометр состоит из лопастного колеса, ось которого при помощи червяка и ряда шестерен соединена со стрелкой шкалы. Если прибор внести в поток газа, колесо его будет вращаться, причем преодоление инерции колеса и трения произойдет при некоторой скорости a , зависящей от конструкции анемометра, а затем скорость вращения колеса анемометра будет изменяться прямо пропорционально скорости газа. Зависимость между скоростью газа и скоростью вращения n анемометра будет

$$\omega = a + bn,$$

где b — коэффициент пропорциональности.

Техника замера сводится к следующему. При помощи рычажка прибор выключают и записывают его показания. Затем помещают анемометр в поток воздуха, следя за тем, чтобы ось колеса по возможности совпадала с направлением потока, после чего тем же рычажком включают анемометр и с ним одновременно секундомер. Продолжительность измерения рекомендуется не менее 1—2 мин. При измерении анемометр передвигают по сечению воздуховода для того, чтобы за время замера он более равномерно проходил через точки различных скоростей движения газа. Спустя определенное время анемометр и секундомер выключают, при этом записывают новые показания и по разности между старыми и новыми показаниями определяют, пользуясь паспортом прибора, скорость воздуха. Анемометры дают правильные показания только в широких трубах или каналах, например, в трубах диаметром 300 мм анемометр дает показания, преувеличенные на 3%, а в более узких трубах это преувеличение доходит до 11%.

По своей конструкции анемометры бывают крыльчатые и чашечные. Разница между ними заключается в форме турбинки. У крыльчатых анемометров (рис. 86) турбинка имеет форму колеса с крыльями, расположенными радиально под $< 45^\circ$ к плоскости, перпендикулярной оси колеса. Для большей точности и чувствительности механизма анемометр должен вращаться с минимальным трением и иметь малую инерцию. По этой причине крыльчатый прибор обычно делается из тонкого алюминия. Крыльчатый анемометр пригоден для измерения сравнительно небольших скоростей в пределах от 0,2 до 10 м/сек, так

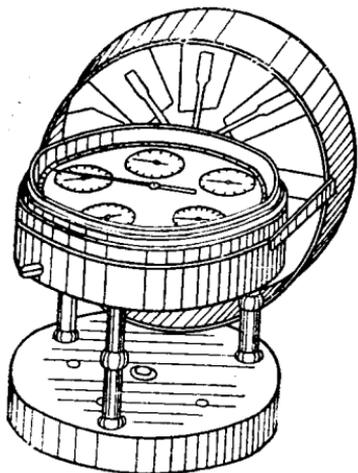


Рис. 86. Крыльчатый анемометр

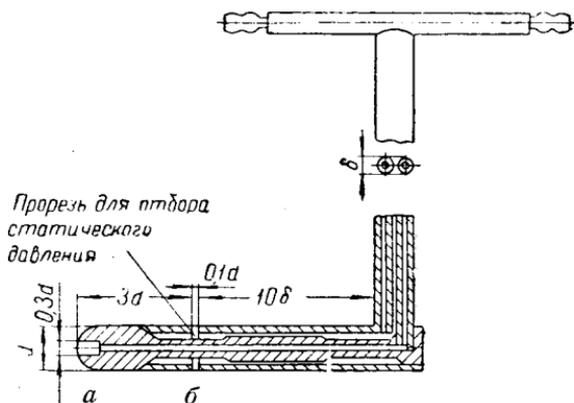


Рис. 87. Пневмометрическая трубка

как при больших скоростях крылья анемометра в токе воздуха могут деформироваться, и показания прибора не будут точны.

Для определения больших скоростей в пределах от 1 м/сек до 50 м/сек применяются чашечные анемометры. Колесо у чашечного анемометра имеет форму креста с 4 чашками в виде полушарий.

При измерении ось колеса устанавливается перпендикулярно потоку. Анемометры необходимо время от времени проверять. Анемометром можно замерить скорость воздуха в открытых трубах или каналах при входе и выходе воздуха. В закрытых воздуховодах для измерения скорости воздуха применяют часто трубки скоростного напора (пневмометрические).

Скорость воздушного потока можно определить, пользуясь известной формулой

$$\omega = \sqrt{\frac{2gh_d}{\gamma}}, \quad (115)$$

где h_d — динамический напор, мм вод. ст.;
 γ — удельный вес воздуха, кг/м³.

Если в воздушный поток поместить две трубки, одну с отверстием, расположенным навстречу движению, а другую с отверстием, расположенным по направлению движения воздуха, то первая трубка будет передавать суммарный напор $h = h_{ст} + h_g$, а вторая только статический.

Присоединяя концы обеих трубок к тягомеру, можно замерить динамический напор, так как тягомер покажет разность давлений, т. е. h_g . Обычно обе отдельные трубки конструктивно сочетаются в одной. На рис. 87 показана трубка, в которой внутренняя трубка *a* служит для восприятия общего давления, а через отверстия и кольцевое пространство *b* передается статическое давление.

На рис. 88 указана установка трубки в воздуховоде.

Величина динамического давления небольшая и поэтому

при измерениях следует рекомендовать пользоваться микротягомером или микроманометром, вместо простого тягомера. На рис. 89 показана схема микроманометра.

При изменении скорости потока трубкой необходимо следить за тем, чтобы она была установлена согнутым концом строго

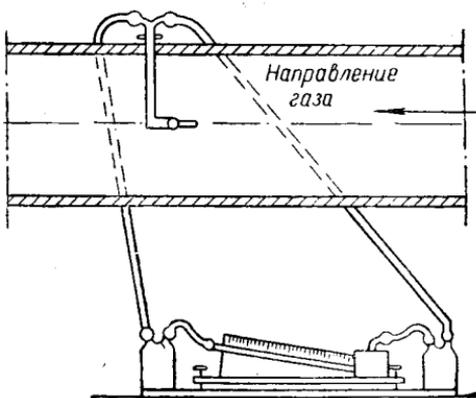


Рис. 88. Установка трубки в воздуховоде

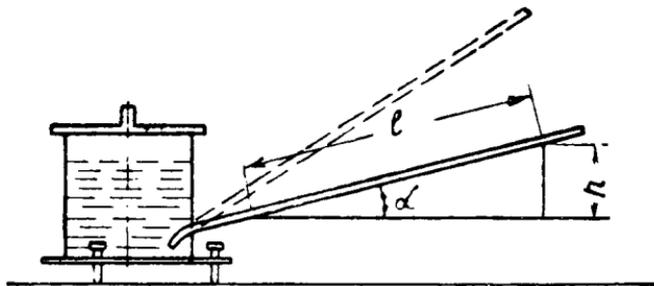


Рис. 89. Схема микроманометра

параллельно оси движущегося потока. Место установки трубки в канале должно быть уплотнено, так как подсос и утечка воздуха могут исказить показания. Микроманометр должен быть установлен на подставке, предохраняющей от сотрясения, строго горизонтально (по уровню). Так как скорость движения воздуха в канале или воздуховоде неодинакова в различных местах одного и того же сечения, то при замерах необходимо применять следующий способ измерения. Если поперечное сечение (круглое или прямоугольное) разбить на ряд концентрических кольцевых

площадей $f_1, f_2, f_3, \dots, f_n$, то можно с достаточной точностью считать, что скорость воздуха во всех частях одной и той же кольцевой площадки постоянна и изменяется лишь при переходе в другую площадку.

Тогда среднюю скорость потока в данном сечении можно определить по формуле

$$\omega_{\text{ср}} = \frac{\omega_1 f_1 + \omega_2 f_2 + \omega_3 f_3 + \dots + \omega_n f_n}{F}, \quad (116)$$

где ω_1, ω_2 — скорость воздуха в кольцевых площадках, *м/сек*;
 F — площадь сечения канала, *м²*.

Обычно эти скорости измеряются в точках, лежащих на одной из осей симметрии площади сечения канала, например, в точках a_1, a_2, \dots, a_n . В каждой точке следует производить не менее трех замеров и брать среднее арифметическое.

Для удобства замеров по длине трубки нанесены деления, благодаря чему легко установить трубку в нужном положении.

Перед измерениями необходимо.

1. Проверить состояние приборов и определить удельный вес спирта, так как при измерении динамического напора микроманометрами или тягомерами напор h_g определяется по формуле

$$h_1 = l \gamma \sin \alpha, \quad (117)$$

где l — длина подъема жидкости (спирта) по наклонной трубке, *мм*;

γ — удельный вес жидкости;

α — угол наклона трубки микроманометра к горизонту.

2. Проверить герметичность микроманометра и подводящих резиновых трубок, для чего осторожным вдуванием создается повышенное давление (150—160 *мм вод. ст.*), и конец резиновой трубки зажимается. Снижение давления укажет на существование неплотностей.

3. Произвести продувку (ртом) при помощи резиновой трубки для устранения воздушных пузырьков в трубках микроманометра.

Микроманометр также служит для измерения статического давления воздуха в воздуховоде, для этого надо один конец манометра присоединить к трубке, а другой конец соединить с атмосферой. При измерении надо следить, чтобы резиновые трубки, присоединенные к прибору, не перегибались, так как это может совершенно исказить показания.

Иногда для измерения расхода воздуха устанавливают в воздуховоде или канале диафрагму (дроссельный прибор).

Способ измерения расхода воздуха дроссельными приборами основан на создании в трубопроводе суженного сечения. При

прохождении воздуха через суженное сечение часть потенциальной энергии воздуха преобразуется в кинетическую. Изменение потенциальной энергии может быть измерено соответствующими приборами. По измеренной величине на основании закона сохранения энергии расчетным путем определяются кинетическая

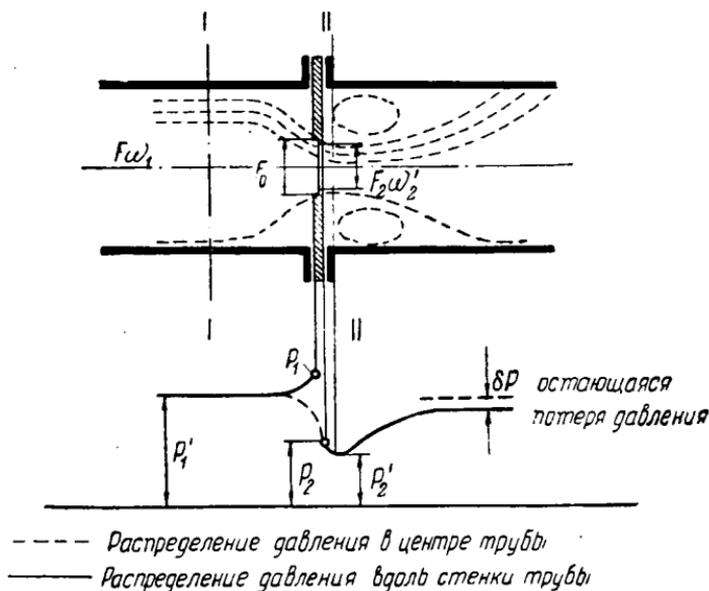


Рис. 90. Изменение давления при проходе через сужение в трубе

энергия, скорость и расход воздуха, протекающего по трубопроводу. Для уяснения этого способа измерения рассмотрим наиболее простой случай протекания несжимаемой жидкости через сужение.

Обозначим:

F — сечение, м^2 ;

ω — средняя скорость потока, м/сек ;

P — абсолютное давление, кг/м^2 ;

g — ускорение свободного падения, м/сек^2 ;

γ — удельный вес жидкости, кг/м^3 ;

ρ — плотность, $\text{кг}\cdot\text{сек}^2/\text{м}^4$;

V — объемный расход, $\text{м}^3/\text{сек}$;

G — весовой расход, кг/сек .

Применяем уравнение Бернулли для двух сечений $I-I$ и $II-II$ (рис. 90), считая, что поток в трубопроводе идеальный, т. е. теплообмен с окружающей средой отсутствует, влияние силы тяжести и трения не учитывается. Сечения $I-I$ и $II-II$ выбраны так, что струи обоих потоков параллельны оси трубопровода и давление по всему сечению потока одинаково.

Применяя уравнение Бернулли для сечения $I—I$ и $II—II$, получаем

$$\frac{P_1'}{\gamma} + \frac{\omega_1^2}{2g} = \frac{P_2'}{\gamma} + \frac{\omega_2'^2}{2g},$$

откуда

$$P_1' - P_2' = \frac{\gamma}{2g} (\omega_2'^2 - \omega_1^2),$$

где P_1' — абсолютное давление в сечении I ;
 P_2' — абсолютное давление в сечении II ;
 ω_1 — средняя скорость потока в сечении I ;
 ω_2' — средняя скорость потока в сечении II .
 Из условия непрерывности потока имеем

$$F_1 \omega_1 = F_2 \omega_2',$$

где F_1 — площадь поперечного сечения потока в сечении I трубопровода;

F_2 — площадь поперечного сечения потока в сечении II .

Сечение F_2 отличается от сечения отверстия дроссельного прибора F_0 и зависит, например, от более или менее острого выполнения кромки K . В расчете будем пользоваться сечением F_0 отверстия дроссельного прибора. Зависимость между F_2 и F_0 выражается

$$F_2 = \mu F_0,$$

где μ — коэффициент сужения потока.

Тогда уравнение непрерывности будет иметь следующий вид:

$$\omega_1 = \omega_2' \mu \frac{F_0}{F_1}.$$

Обозначив

$$\frac{F_0}{F_1} = m = \frac{d^2}{D^2},$$

где d — диаметр отверстия дроссельного прибора;

D — диаметр трубопровода, соответствующий сечению F_1 , получаем

$$\omega_1 = \omega_2' \mu m.$$

Из уравнения получаем

$$\omega_2' = \frac{1}{\sqrt{1 - \mu^2 m^2}} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (P_1' - P_2')}. \quad (118)$$

Удобнее в это уравнение вводить вместо давлений P_1' и P_2' давления непосредственно перед дроссельным прибором P_1 и за ним P_2 . Так как в действительном потоке трение и вязкость вызывают изменение в распределении скоростей потока, то для учета этого отклонения и отклонения, вызываемого изменением

мест отбора давления, вводят коэффициент ξ , и тогда объемный расход несжимаемой жидкости определяется из уравнения

$$V = \mu F_0 \omega'_2 = \frac{\xi \mu}{\sqrt{1 - \mu^2 m^2}} F_0 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (P_1 - P_2)}, \text{ м}^3/\text{сек.} \quad (119)$$

Коэффициенты ξ и μ практически неотделимы один от другого и объединяются в общий коэффициент расхода α

$$\alpha = \frac{\xi \mu}{\sqrt{1 - \mu^2 m^2}},$$

тогда уравнение расхода принимает следующий вид:

$$V = \alpha F_0 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (P_1 - P_2)} = \alpha F_0 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta P}, \text{ м}^3/\text{сек.} \quad (120)$$

Для измерения расхода воздуха это уравнение неприменимо, так как при прохождении воздуха через суженное отверстие происходит изменение его удельного веса. Формула для определения расхода воздуха сохраняет вид уравнения (120). Учет влияния изменения удельного веса воздуха производится введением коэффициента ϵ , и тогда формула для определения расхода воздуха будет

$$\begin{aligned} V &= \alpha \epsilon F_0 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (P_1 - P_2)} = \\ &= \alpha \epsilon F_0 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta P}, \text{ м}^3/\text{сек.} \quad (121) \end{aligned}$$

Диафрагма представляет собой тонкий диск с концентрическим отверстием, имеющим резко очерченную прямоугольную кромку со стороны входа струи. Помещается диафрагма между двумя кольцами на прокладках или же зажимается между фланцами воздуховода.

На рис. 91 показана острая диафрагма с кольцевой камерой, а на рис. 92 — схема ее присоединения к дифференциальному манометру для измерения перепада давления.

Диафрагма устанавливается обычно на горизонтальном участке трубопровода и центр ее отверстия должен точно совпадать с осью трубопровода. Острая кромка ее направлена

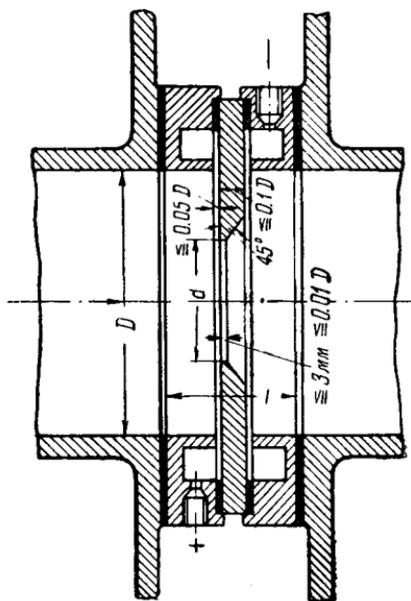


Рис. 91. Диафрагма для измерения расхода воздуха

навстречу потоку. Изготавливается диафрагма из нержавеющей стали.

Длина горизонтального участка до диафрагмы должна быть равна не менее 10—20 диаметрам трубопровода, а после диафрагмы не менее 5. К отверстию со знаком + присоединяется подводящая трубка дифманометра более высокого давления измеряемой среды.

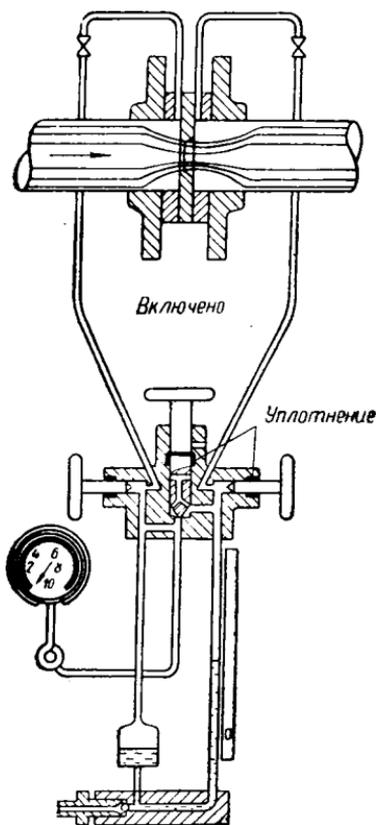


Рис. 92. Схема присоединения диафрагмы к дифференциальному манометру

Формулу (121) для определения расхода приводят к виду

$$V_{\text{час}} = 0,01252 \times \times 10^6 \alpha \varepsilon K_t d^2 \sqrt{\frac{\Delta P}{\gamma_1}}, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (122)$$

и

$$G_{\text{час}} = 0,01252 \times \times 10^6 \alpha \varepsilon K_t d^2 \sqrt{\gamma_1 \Delta P}, \text{ кг/ч}, \quad (123)$$

где $V_{\text{час}}$ — объемный расход газа в рабочем состоянии, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$G_{\text{час}}$ — весовой расход газа, кг/ч ;

α — коэффициент расхода;

ε — поправочный множитель, учитывающий расширение газа при протекании через диафрагму;

d — диаметр отверстия диафрагмы при $t = +20^\circ$, м ;

K_t — поправочный множитель, учитывающий тепловое расширение диафрагмы согласно формуле

$$F = 10^{-6} \frac{\pi d^2}{4} [1 + 2\beta(t_1 - 20)]$$

или

$$F = 10^{-6} \frac{\pi d^2}{4} K_t,$$

где F — площадь отверстия диафрагмы при рабочей температуре, м^2 ;

β — коэффициент линейного расширения материала диафрагмы (для стали $\beta = 1,2 \cdot 10^{-5}$);

t_1 — температура диафрагмы, условно принимаемая равной температуре газа перед диафрагмой, град ;

ΔP — перепад давления, создаваемый диафрагмой, $кг/м^2$;

γ_1 — удельный вес газа перед диафрагмой, $кг/м^3$;

$\frac{\pi}{4} \sqrt{2g} 3600 = 0,01252 \cdot 10^6$ — постоянный множитель;

$g = 9,81$ — ускорение силы тяжести, $м/сек^2$.

Коэффициент расхода α определяется экспериментально и может быть взят по кривой (рис. 93).

Коэффициент расхода зависит от числа Re .

Диаметр диафрагмы следует подбирать таким образом, чтобы число Re было больше предельного числа $Re_{пред}$, которое можно определить по табл. 60.

Число Re находят по формуле

$$Re = 36,1 \frac{G_{час}}{D\mu \cdot 10^6}, \quad (124)$$

где D — диаметр трубопровода, $м$;

$G_{час}$ — расход, $кг/ч$;

μ — абсолютная вязкость измеряемой среды, $кг \cdot сек/м^2$.

Для воздуха значения μ приведены в табл. 21. Расход G при этом определяется ориентировочно.

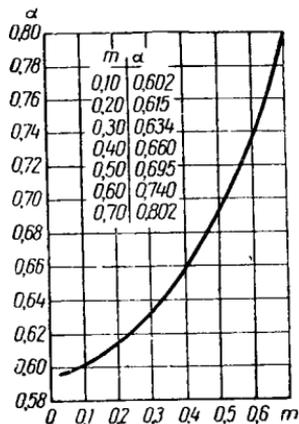


Рис. 93. Зависимость коэффициента расхода α от отношения $m = \frac{d^2}{D^2}$

Таблица 60

Отношение диаметров $\frac{d}{D}$	Предельное число Рейнольдса для диафрагмы, $Re_{пред}$	Отношение диаметров $\frac{d}{D}$	Предельное число Рейнольдса для диафрагмы, $Re_{пред}$
0,20	18 000	0,65	135 000
0,30	28 000	0,70	166 000
0,40	42 000	0,75	204 000
0,50	64 000	0,80	252 000
0,55	81 000	0,85	342 000
0,60	105 000	—	—

Поправочный множитель ϵ на расширение газа из-за снижения давления при протекании через диафрагму определяется опытным путем и берется при малых перепадах давления по кривым рис. 94, а при больших — по кривым рис. 95.

Удельный вес протекающего воздуха определяют для состояния перед диафрагмой. Поэтому необходимо измерить давление и температуру воздуха перед диафрагмой. Место установки

гильзы термометра рекомендуется выбирать на расстоянии от диафрагмы:

$$l \geq 4D \text{ при } d' = 0,02D;$$

$$l \geq 10D \text{ при } d' = 0,04D;$$

$$l \geq 30D \text{ при } d' = 0,15D,$$

где d' — диаметр гильзы или защитного чехла, мм;
 D — диаметр трубопровода, мм.

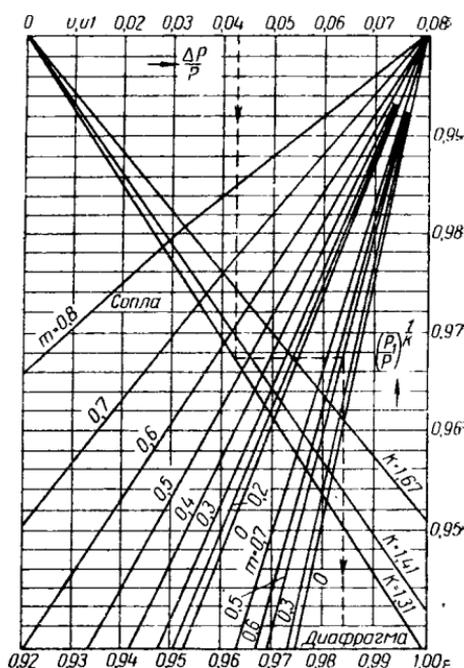
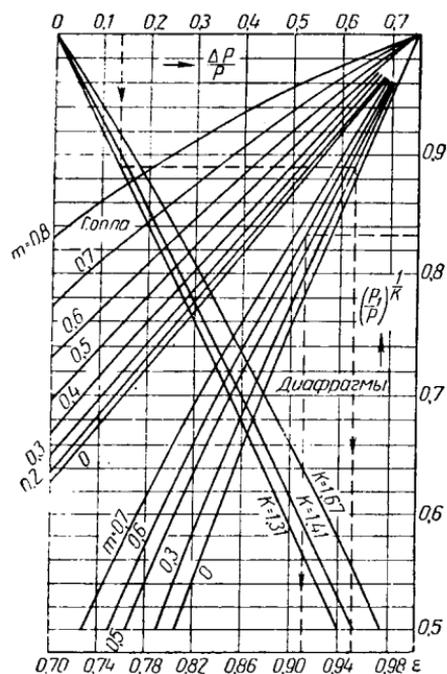


Рис. 94. Поправочные коэффициенты ϵ на расширение газа при больших отношениях $\frac{\Delta p}{p}$

Рис. 95. Поправочные коэффициенты ϵ на расширение газа при малых отношениях $\frac{\Delta p}{p}$

Манометр также устанавливается перед диафрагмой рядом с термометром.

Помимо измерения температуры и количества воздуха, при испытании калориферной установки приходится также, в случае подогрева воздуха паром, определять количество и параметры поступающего в калорифер пара, т. е. его давление и влажность. В точных испытаниях приходится определять также теплосодержание конденсата. Количество пара, поступающего в калорифер, может быть замерено при помощи острой диафрагмы и дифманометра, аналогично методу измерения количества воздуха; давление пара определяется манометром, а влажность пара — калориметром. В некоторых случаях расход пара можно определить, замеряя тарированными баками коли-

чество конденсата, выходящего из calorифера. Перечисленные измерения излагаются в курсе котельных установок и поэтому здесь не рассматриваются. При установке огневых calorиферов для подогрева воздуха приходится исследовать работу calorифера со стороны теплоносителя — газа и производить испытание топki calorифера. Подобное испытание аналогично испытанию топki парового котла и особенностей не представляет.

Аппаратура и метод испытания аналогичен излагаемому в курсе котельных установок. Подробно с принципами работы приборов и методами испытания можно ознакомиться в курсах контроля работы котельных установок.

В заключение надо сказать, что при эксплуатации calorиферной установки следует вести регулярный контроль параметров, характеризующих ее работу.

Автоматизация работы calorиферной установки

Возможны различные способы и схемы автоматизации работы calorиферных установок.

Например, на шахте комбината Сталинуголь с целью повышения надежности работы установки и устранения возможности

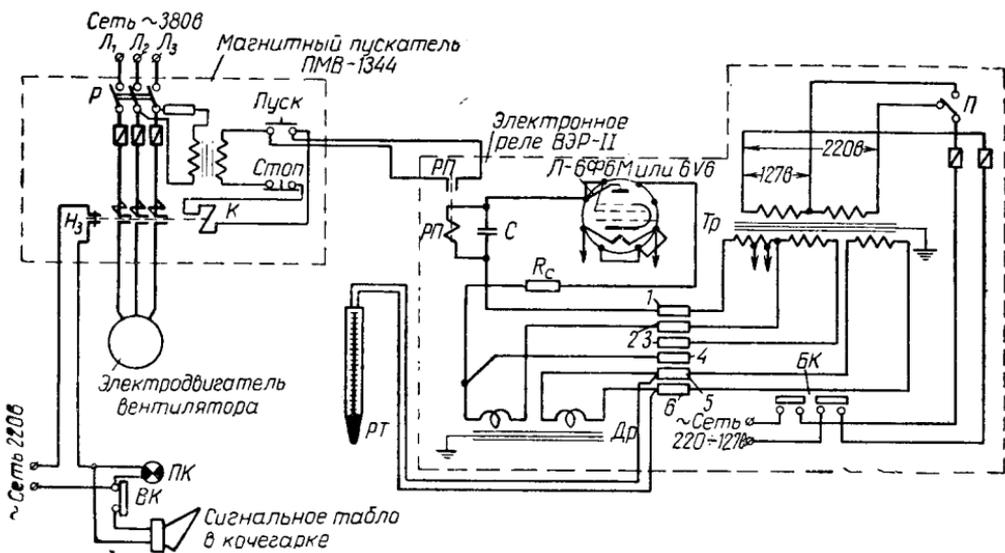


Рис. 96. Схема автоматического управления calorиферной установки

замерзания секций calorиферов при снижении температуры была применена схема [2], показанная на рис. 96.

Провода от контактного ртутного термометра РТ присоединяются к выводам электронного реле ВЭР-II. Нормально открытые блок-контакты промежуточного электромагнитного реле РП включены в цепь управления пускателя. Для безотказности в работе н. о. контакты усиливаются.

Включение вентилятора калориферной установки осуществляется автоматически контактами термометра *РТ*, которые замыкаются при достаточном количестве пара, подаваемого в калорифер. При замыкании контактов термометра первичная обмотка сеточного трансформатора *ТР* шунтируется, лампа *Л* электронного реле запирается и промежуточное реле *РП* включается, замыкая н. о. контакты цепи питания катушки *К* — магнитного пускателя. Катушка срабатывает, замыкая линейные контакты пускателя.

При уменьшении количества пара, подаваемого в калорифер, температура секции падает. При снижении ее до 3° контакты термометра размыкаются, электронное реле *ВЭР-II* срабатывает и размыкает цепь питания катушки *К* магнитного пускателя. Электродвигатель отключается от сети.

Нормально закрытые контакты *Н₃* магнитного пускателя замыкаются и включают сигнальное устройство, расположенное в котельной. Загорается красная лампа и включается сирена. Кочегар получает сигнал о том, что пара не хватает.

При помощи выключателя *ВК* сирену можно отключить, но лампа будет гореть до тех пор, пока количество пара, подаваемого из котельной, не достигнет необходимой величины.

Так как обмерзанию обычно подвергается первый ряд секций по ходу холодного воздуха, то контактный термометр устанавливается в одну из секций первого ряда. Футляр с термометром вставляется в отверстие верхней части патрубка, соединяющего первый ряд секций калориферов.

С применением этой схемы отпала необходимость иметь машиниста, обслуживающего калориферную установку и определявшего температуру секций калориферов по термометру.

Для контроля температуры воздуха, поступающего в ствол, можно также применить аналогичную схему.

Наиболее распространенным способом автоматического регулирования является изменение количества подаваемого пара путем автоматического открывания или прикрытия вентиля исполнительными механизмами на паропроводе. Электродвигатель вентилятора отключается, когда температура воздуха, подаваемого в ствол, значительно превысит установленную величину.

На ряде медных рудников Урала в автоматизированных калориферных установках отключается двигатель, когда температура секции калорифера опускается ниже предела (как описано выше для шахт Сталинугля). Наблюдения показывают, что период останова вентилятора невелик и ствол за это время не обмерзнет.

Схема такого автоматического управления работой калориферной установки [14] показана на рис. 97.

Переключатель *ПУ* ставят в положение *Авт.* При пуске калориферной установки и повышении температуры секций калориферов свыше 15° контакты температурного реле *ИТР* размы-

кают цепь катушки промежуточного реле *1РП*, которое своими нормально замкнутыми контактами замыкает цепь катушки контактора *1К* и промежуточного реле *2РП*. Включение контактора не произойдет, так как его цепь разомкнута.

При повышении температуры свыше 105° (при поступлении пара и выключении вентилятора) размыкаются контакты температурного реле *2ТР*, выключается катушка промежуточного реле *2РП*.

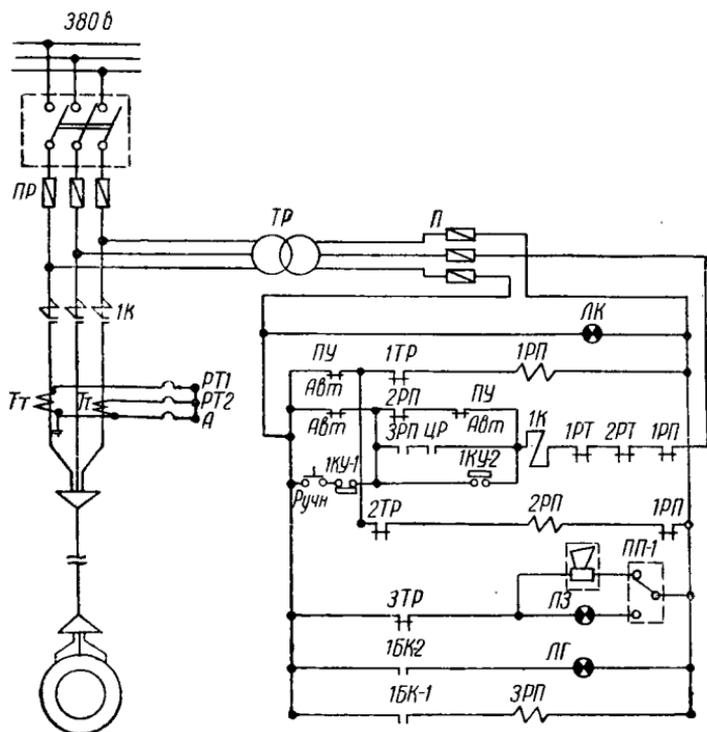


Рис. 97. Схема автоматического управления calorиферной установкой

Нормально закрытые контакты реле *2РП* замыкают цепь катушки контактора *1К* и включают двигатель вентилятора. Блок-контактами *1БК-1* и *1БК-2* контакторы включают промежуточное реле *3РП* и сигнальную лампу *ЛГ* на щите дистанционного контроля.

При работе вентилятора происходит замыкание контактов центробежного реле *ЦР* и блокировочной (параллельной) цепи. Путь тока при этом устанавливается такой: переключатель *ПЧ* — контакты реле *3РП* — контакты реле *ЦР* — катушка контактора *1К* — реле *1РТ* — *2РТ* — контакты реле *1РП*.

Понижение температуры пластин calorиферов ниже 105° вызывает замыкание контактов температурного реле *2ТР*, включается промежуточное реле *2РП*, размыкая свои

нормально замкнутые контакты в цепи катушки магнитного пускателя *1К*.

Двигатель в этом случае не остановится, так как катушки контактора питаются через параллельную цепь контактами центрального и промежуточного реле. Установка будет продолжать работать до тех пор, пока калорифер не охладится до температуры немного ниже 15° , что вызовет замыкание контактов температурного реле *1ТР*, включение промежуточного реле *1РП* и размыкание цепи катушки контактора *1К* и катушки реле *2РП* нормально замкнутыми контакторами реле *1РП*.

При повышении температуры калорифера (где установлены температурные реле) свыше 15° процесс пуска и остановки вентилятора калорифера возобновляется. При ручном управлении кнопка *1КУ-2* не отпускается до момента разгона двигателя.

Температура пластин калориферов контролируется при помощи двух температурных реле ТР-200. Возможно использование и термосигнализатора ТС-200, работающего по принципу расширения паров хлорметила герметически замкнутым термобаллоне.

Для контроля температуры пара у калориферов может быть использован самопишущий манометрический термометр, например ТГ-410.

Снижение температуры пара до $120\text{--}130^\circ$ вызывает замыкание контактов промежуточного реле *3ТР* и включение на шите дистанционного контроля в диспетчерской аварийной сирены.

Переключателем *ПП-1* гудок переключается на желтую лампу, что указывает на понижение температуры пара.

Электродвигатель отключается при действии следующих видов защит: 1) центробежное реле — при понижении скорости вращения двигателя и давления воздуха; 2) тепловое реле с нагревательными элементами *РТ-1* и *РТ-2*, *ТТ* при токовых перегрузках двигателя; 3) катушка магнитного пускателя — при падении напряжения в сети ниже 85%; 4) от работы двигателя на двух фазах защита срабатывает вследствие включения промежуточного реле *3РП* и катушки магнитного пускателя от разных фаз.

Щит управления установкой размещен в калориферной, двери и вводы кабеля в нем имеют уплотнения.

На рис. 98 показан график автоматизированной калориферной установки: *a* — при температуре пара 105° , наружного воздуха — 30° ; *b* — при температуре пара 105° , наружного воздуха — 10° ; t_p — рабочее время, t_n — пауза и T_0 — общее время работы установки.

На рис. 99 показана схема автоматического управления калориферной установкой более высокой степени регулирования [14]. Чувствительный элемент 7 через соответствующий исполнительный механизм воздействует на клапан паропровода 12. При повышении температуры наружного воздуха и во время полного закрытия клапана двигатель отключается от сети.

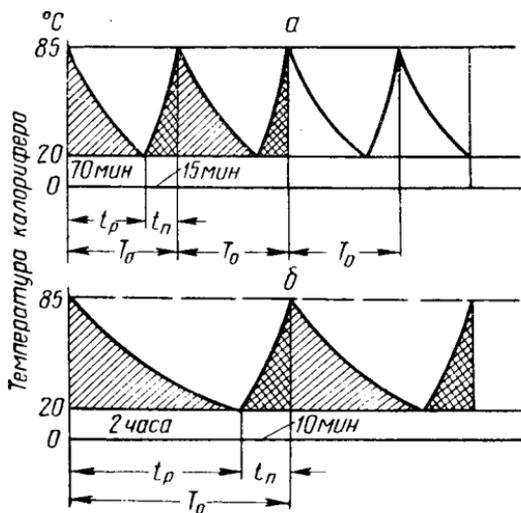


Рис. 98. График работы автоматизированной калориферной установки

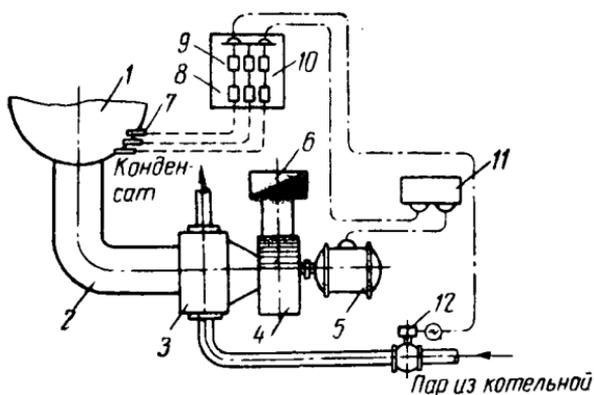


Рис. 99. Схема автоматического управления калориферной установкой при количественной регулировке подачи пара и отключении двигателя:

1 — ствол шахты; 2 — соединительный канал; 3 — калорифер; 4 — вентилятор; 5 — электродвигатель; 6 — устройство для поступления воздуха; 7 — термобаллон; 8 — термосигнализаторы; 9 — промежуточное реле; 10 — щит термopриборов; 11 — силовой щит автоматического управления; 12 — исполнительный механизм с регулирующим клапаном

На рис. 100 приведена схема управления калориферной установкой, примененная на шахте № 70 комбината Карагандауголь [6], при всасывающей вентиляции. Эта схема предусматривает местное, дистанционное и автоматизированное управление при помощи трехпозиционного переключателя УП.

Схема предусматривает:

1) при недостаточной теплопроизводительности первого агрегата, работающего на полную мощность, — автоматическое включение второго;

2) при работе агрегатов с полной теплопроизводительностью и повышении температуры в стволе шахты выше допустимой — автоматическое регулирование температуры до заданного предела;

3) в случае аварии работающего агрегата или снижении температуры конденсата ниже заданного предела — автоматическое отключение двигателя;

4) при работе двух агрегатов, и в случае аварии на одном из них — остановку аварийного агрегата.

При местном и дистанционном управлении необходимо замкнуть контакты 1УП универсального переключателя. При этом переменное напряжение 127 в подается через замкнутые контакты (н. з.) реле управления 5РУ в цепь сигнализации температуры конденсата и стабилизатора напряжения Ст. (стабилизатор напряжения по мере надобности может быть отключен выключателем ВК-1). Одновременно напряжение подводится и к кнопкам управления отдельными приводами, которые открывают и закрывают поворотные дроссели или приводят во вращение вентиляторы калориферных агрегатов.

Для перевода схемы в режим автоматического управления необходимо поворотом универсального переключателя замкнуть контакты 2УП и 3УП.

Включение установки производится нажатием кнопки «Ход» К-11 на щите управления в калориферном помещении или дублирующей кнопки «Ход» на диспетчерском пульте управления в котельной. При нажатии на одну из указанных кнопок замыкается цепь реле управления РУ. Реле РУ срабатывает и нормально открытыми (н. о.) контактами 1РУ шунтирует пусковые кнопки, а контакты 2РУ подготавливают к включению остальные цепи автоматического управления. В дальнейшем схемой управляет электронный регулятор температуры при помощи контактов 1ВТ.

При снижении температуры в стволе шахты ниже $+2^{\circ}$ электронный регулятор включает первый (регулируемый) агрегат.

Если теплопроизводительность первого агрегата недостаточна, то автоматически включается второй. При работе двух агрегатов с полной теплопроизводительностью температура в стволе шахты может оказаться чрезмерно высокой. В этом случае начнется автоматическое прерывистое снижение темпе

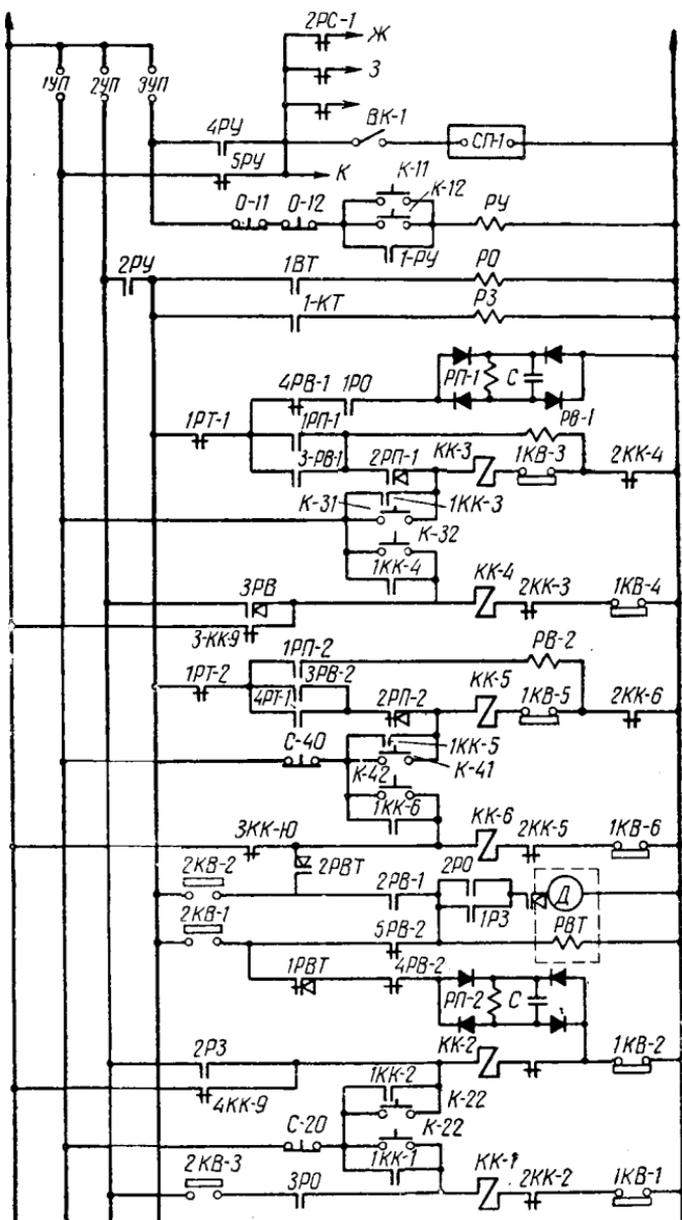


Рис. 100. Схема управления автоматизированной калориферной установкой

ратуры до заданного предела. Таким образом, благодаря наличию только одного регулируемого агрегата, в схему может быть включено неограниченное количество калориферов. При повышении температуры в стволе шахты выше допустимой электронный регулятор прерывисто уменьшает теплопроизводительность первого агрегата до полного закрывания поворотного дросселя.

Если же и при этом температура воздуха в стволе шахты продолжает повышаться, отключается второй агрегат, закрывается его поворотный дроссель, открывается регулирующий орган и температура доводится до заданного предела. Калориферная установка отключается до следующего снижения температуры ниже заданной величины.

В случае, если работает один первый агрегат и произошла авария или понизилась температура конденсата ниже заданного предела в первом ряду калориферного агрегата, то двигатель первого агрегата отключается, закрываются поворотный дроссель и регулирующий орган. Одновременно включается на полную теплопроизводительность второй агрегат, открывается его поворотный дроссель и на пульт управления подаются звуковой и световой аварийные сигналы.

Если работают оба агрегата и на одном из них произошла авария, то аварийный агрегат выключается, закрывается его поворотный дроссель и одновременно на пульт управления подается световой и звуковой аварийные сигналы.

Работа схемы при автоматическом управлении. При снижении температуры в стволе (схема включена в работу) ниже заданного предела контакты *1ВТ* включают реле *Р0*, которое срабатывает и замыкает свои н. о. контакты. Kontakтами *1Р0* включается цепь промежуточного реле *РП-1*, имеющего выдержку времени при отпуске якоря 4—5 сек. Kontakтами *2Р0* подготавливается к включению цепь питания двигателя *Д* многоцепного реле времени *РВТ*. Kontakтами *3Р0* подготавливается к включению цепь питания контакторной катушки *КК-1*, предназначенной для открывания регулирующего органа.

Реле *РП-1* kontakтами *1РП-1* замыкает цепь реле *РВ-1*, которое срабатывает и включает двигатель вентилятора первого калориферного агрегата. Одновременно kontakты *3-РВ-1* самоблокируют цепь реле *РВ-1*, а н. з. kontakты *4РВ-1* разрывают цепь питания реле *РП-1*. Так как реле *РП-1* имеет выдержку времени при отпуске якоря, то при замыкании kontakтов *2РП-1* и включении контакторной катушки *КК-3*, предназначенной для открывания дросселя первого калориферного агрегата, электродвигатель вентилятора уже работает на полных оборотах.

При полном открывании дросселя срабатывает конечный выключатель *КВ-3*, н. з. контакт которого *1КВ-3* отключает контакторную катушку *КК-3*, а н. о. контакт *2КВ-3* подготавливает

к включению цепь управления регулирующего органа для увеличения теплопроизводительности калориферного агрегата.

При достижении в стволе шахты заданной температуры воздуха контакты *1BT* и *1KT* будут разомкнуты, реле *PO* и *PЗ* обесточены, никаких переключений в схеме не происходит и калориферная установка работает в установившемся режиме.

Снижение температуры наружного воздуха вызывает потребность в усиленном подогреве, в результате чего процесс регулирования продолжается. При полном открытии регулирующего органа срабатывает конечный выключатель *KB-1*, н. з. контакты которого *1KB-1* разрывают цепь питания контакторной катушки *KK-1*, а н. о. контакты *2KB-1* замыкают цепь питания электромагнита многоцепного реле времени *PBT*. Электронный электромагнит реле *PBT* включает и удерживает сцепление с электродвигателем *Д*. Контакты *2PO* периодически замыкаются, включая двигатель многоцепного реле, который начинает вращать установочные диски.

В предлагаемой схеме реле *PBT* имеется три пары рабочих контактов, время срабатывания которых увеличивается согласно порядковому номеру контактов. Применение реле *PBT* необходимо для компенсации инерционности тепловой системы и недостаточной чувствительности элемента регулятора.

Если в течение определенного промежутка времени после включения реле *PBT* температура в стволе шахты не достигнет заданной величины, то н. о. контактами *1PBT* замыкается цепь промежуточного реле *PP-2*, н. о. контакты которого *1PP-2* замыкают цепь реле *PB-2*. Реле *PB-2* включает двигатель вентилятора второго агрегата, пуск которого совершается так же, как и пуск первого. Возврат реле *PBT* в исходное положение происходит при помощи н. з. контактов *5PB-2* при срабатывании реле *PB-2*. Когда температура в стволе шахты во время «дотягивания» реле *PBT* достигает заданного предела, возврат реле *PBT* осуществляется размыканием контактов *2KB-1* при обратном ходе регулирующего органа.

В первый момент включения двигателя второго вентилятора тепловая производительность калориферной установки резко возрастает. Благодаря наличию изодромного регулятора температуры, регулирующей орган теплопроизводительности на первом агрегате (в связи с длительным закрыванием контактов *1KT*) начнет быстро закрываться. Закрывание регулирующего органа будет происходить до тех пор, пока температура в стволе шахты не достигнет заданного предела.

При работе двух калориферных агрегатов постепенное увеличение температуры наружного воздуха приводит к полному закрыванию регулирующего органа, и воздействие его на конечный выключатель *KB-2* прекращается. Н. о. контакты *2KB-2* включают реле *PBT*.

По истечении некоторого времени первыми замыкаются контакты *1РВТ*, но цепи для питания реле *РП-2* не образуется, так как в это время контакты конечного выключателя *1КВ-2* разомкнуты. Следующими замыкаются контакты *2РВТ* и включают контакторную катушку *КК-6*, предназначенную для закрывания дросселя второго агрегата калориферной установки. Н. з. контакты *КК-6* разрывают цепь реле *РВ-2* и включают двигатель вентилятора второго агрегата. Дальнейшее увеличение температуры наружного воздуха способствует полному закрыванию регулирующего органа, в результате чего размыкаются контакты *1КВ-2* и замыкаются контакты *2КВ-2* конечного выключателя.

Поскольку контакты конечных выключателей *1КВ-2* и *1КВ-6* разомкнуты, то замыкание контактов *1РВТ* и *2РВТ* не способствует образованию каких-либо других цепей. И только при замыкании контакта *3РВ* включается контакторная катушка *КК-4* предназначенная для закрывания дросселя первого агрегата. Н. з. контакты *2КК-4* разрывают цепь реле *РВ-1* и двигатель вентилятора первого агрегата выключается.

С понижением температуры наружного воздуха контакты *1ВТ* электронного реле замыкаются и процесс регулирования возобновляется.

При возникновении аварии на первом агрегате предусмотрено автоматическое отключение его и включение на полную мощность второго агрегата, при этом разрывается цепь реле *РВ-1* и выключается двигатель вентилятора первого калориферного агрегата. Одновременно замыкается цепь питания реле *РВ-2*, которое включает в работу двигатель вентилятора второго калориферного агрегата. При этом также замыкается цепь питания контакторной катушки *КК-5*, предназначенной для открывания дросселя второго вентилятора.

В случае понижения температуры конденсата ниже критической на пульт управления посредством реле подается аварийный сигнал.

Основные сведения по установке и монтажу калориферов

При монтаже калориферных установок следует иметь в виду, что калориферы доставляются на место в готовом виде и их конструкция не допускает в процессе монтажа никакого исправления деталей.

Аэродинамическое сопротивление калориферов обеспечивается заводом, их выпускающим, и должно соответствовать той характеристике, которая и была принята при проектировании. Однако калориферы могут и не дать того сопротивления, которое соответствует их характеристике. Причиной может быть негладкая поверхность пластин калориферов, неодинаковые или не соответствующие зазоры между пластинками.

Небрежное обращение с калориферами при монтаже и хранении (забивание грязью зазоров между пластинками) также увеличивает сопротивление и ухудшает теплоотдачу.

Монтаж калориферной установки должен быть проведен так, чтобы был обеспечен свободный доступ внутрь камеры для снятия на ремонт отдельных калориферов без демонтажа остальных, для осмотра крышек калориферов и подтягивания болтов.

Заслонки и шибера должны легко открываться и закрываться и размещаться на участках, доступных для обслуживания. В противном случае необходимо установить дистанционный привод. Вращающиеся части должны быть надежно ограждены. Калориферы целесообразно по мере загрязнения их продувать сжатым воздухом или паром. Наружные жалюзийные решетки должны иметь антикоррозийные покрытия.

У большинства калориферов патрубки для присоединения к трубопроводам располагаются в углах крышек по диагоналям. Таким образом, создается возможность удаления воздуха и конденсата не только при вертикальном, но и при горизонтальном положении калорифера из всех труб теплоносителя (пара). Однако наиболее часто осуществляется вертикальная установка калориферов, так как при этом более надежно происходит отвод конденсата. Каждая калориферная установка снабжается отдельным конденсатоотводчиком с обводной линией. При последовательной установке калориферов не рекомендуется, как указано выше, ставить вентиля у первого ряда по ходу холодного воздуха.

На рис. 101 показана схема установки калорифера.

Схема соединений группы калориферов дана также на рис. 68.

Опоры под калориферы должны быть из огнестойкого материала и выдерживать значительную нагрузку. Обычно применяют каркасную конструкцию из профильной стали, опирающуюся на фундамент.

Присоединение вентилятора к группе калориферов осуществляется при помощи диффузоров, угол раскрытия которых при установке вентилятора перед калориферами не должен быть больше $15-20^\circ$.

При эксплуатации калориферов может произойти замораживание их.

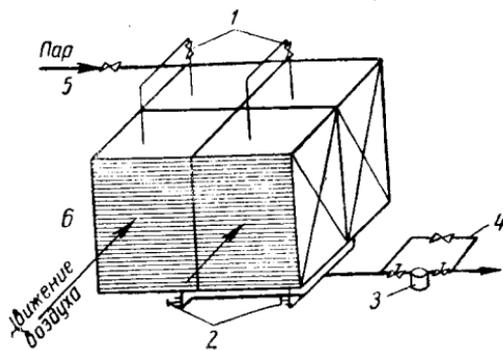


Рис. 101. Схема установки калорифера: 1 — вентиль; 2 — спускной кран; 3 — конденсатоотводчик; 4 — обводная линия; 5 — паропровод; 6 — калорифер

Возможные причины замораживания

1. Паровых калориферов — подпор конденсата. Он может происходить, если:

а) конденсационный горшок поставлен рядом с калориферами и на отметке, близкой к отметке низа калориферной установки;

б) калориферные установки работают с выдавливанием конденсата, и в паропроводе происходит падение давления;

в) недостаточна производительность конденсатоотводчиков;

г) недостаточна подача пара к калориферам;

д) подача пара к калориферам прекращена, а вентиль на паропроводе пропускает пар.

2. Водяных калориферов, если:

а) значительно снижается подача воды в калориферы;

б) калориферы имеют большой запас в поверхности нагрева и при поддержании определенной температуры подаваемого воздуха регулированием количества воды, т. е. уменьшением средней, а следовательно, и конечной температуры теплоносителя;

в) вода пропускается последовательно через два ряда калориферов, сначала опускаясь по второму ряду (по ходу воздуха), а затем, в значительной степени остыв, поднимается по первому ряду.

3. При теплоносителях паре и воде возможно также замерзание при неравномерном проходе воздуха через калориферы с одновременным неравномерным распределением теплоносителя.

Для устранения замерзания при работе на воде целесообразно применять многоходовые калориферы со скоростью воды в них не менее $0,4$ м/сек.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аврааменко Ф. Методика нормирования и нормы расхода топлива на отопление и хозяйственно-бытовые нужды. Госпланиздат, 1948.
2. Баринов В. И., Ковалевский М. М. Автоматизация работы калориферно-вентиляционной установки. Бюро технической информации Министерства угольной промышленности, 1954.
3. Бренер Р. И. Монтажные работы по отоплению, теплоснабжению и вентиляции. Изд. Министерства коммунального хозяйства РСФСР, 1957.
4. Вентиляторы центробежного общего назначения. ГОСТ 5976-55, 1956.
5. Дьяконов П. И. Огневые, паровые и водяные калориферы для нагревания воздуха. Стройиздат, 1947.
5. Ибикус У. Ю., Кузменко А. П. Автоматизация калориферных установок. ЦИТИ. Гос. Научно-технический комитет Совета Министров Казахской ССР, Алма-Ата, 1958.
7. Калориферные установки. Технический проект. Кузбассшахтопроект, Новосибирск, 1951.
8. Карпис Е. Е., Поликарпов В. Ф., Сенатов И. Г., Шепелев И. А. Оборудование для систем центрального отопления и вентиляции. Промстройиздат, 1956.
9. Копьев С. Ф. Теплоснабжение. Государственное изд-во литературы по строительству и архитектуре, 1953.
10. Лазарев А. Я. Индустриальный метод прокладки теплопроводов в асбестоцементных теплоизоляционных оболочках. Углетехиздат, 1956.
11. Максимов Г. А. Отопление и вентиляция. Часть II. Вентиляция. Государственное изд-во литературы по строительству и архитектуре, 1953.
12. Нагревательные приборы, применяемые за рубежом. Государственное изд-во литературы по строительству и архитектуре 1956.
13. Отопительно-вентиляционное оборудование. Государственное изд-во литературы по строительству и архитектуре, 1955.
14. Попов В. М. Автоматизация калориферных установок для обогрева шахтных стволов. Горный журнал, № 8, 1954.
15. Поршнев И. П. Автоматические конденсатоотводчики. Госстройиздат, 1957.
16. Преображенский В. П. Теплотехнические измерения и приборы. Энергоиздат, 1952.
17. Рысин С. А. Пластинчатые воздухонагреватели отопительно-вентиляционных установок. Стройиздат, 1949.
18. Рысин С. А. Вентиляционные установки. Справочник. Государственное научно-техническое изд-во машиностроительной литературы, 1956.
19. Свенчанский А. Д. и Малышев А. С. Расчет нагревательных элементов электрокалориферов. Журнал «Электричество», 1952, № 11.
20. Северин Л. П. Об исходных данных для расчета рудничных калориферных установок. Записки Ленинградского горного института, том XXVI, вып. 1. 1952.

21. Северин Л. П. Теоретические обоснования условий ввода подогретого воздуха, поступающего в шахтный ствол из калориферного канала. Записки Ленинградского горного института, том XXVII, вып. 1, 1952.
22. Синцов Д. Д. Новые решения в проектах поверхности шахт, разработанные Южгипрошахтом в 1957. Бюллетень № 5. Проектирование и строительство угольных предприятий, ЦИТИ угля. Углетехиздат, 1958.
23. С л о б о д к и н М. И. и Б у х а н ц е в Г. В. О расчете окон. «Горный журнал», 1927. № 10.
24. Справочник по проектированию отопления и вентиляции. Государственное изд-во литературы по строительству и архитектуре, 1953.
25. Стугарев А. С., Шестов Б. С., Бубырь И. А. Типизация поверхности угольных шахт. Углетехиздат, 1954.
26. Т а л и е в В. И. Экономические весовые скорости воздуха в калориферных установках. «Вестник инженеров и техников», 1951, № 3.
27. Г а л и е в В. И. Приближенный метод расчета коэффициента теплопередачи калориферной установки. «Водоснабжение и санитарная техника», 1957, № 2.
28. Теплотехнический справочник, ч. I, 1957 и ч. II 1958. Госэнергоиздат.
29. У т к а В. А. Опыт применения временных калориферных установок при проходке горных выработок. Углетехиздат, 1956.
30. Центрогипрошахт. Информационный сборник. Москва, 1958, № 2.
31. Ш е м а х а н о в М. М. Отопление шахтных стволов. Углетехиздат, 1949.
32. Ш е р с т ю к А. Н. Вентиляторы и дымососы. Госэнергоиздат. 1957.

Михаил Михайлович Шемаханов

Отопление шахтных стволов

Отв. редактор *Н. Г. Любимов*
Техн. редактор *З. А. Коровенкова*

Переплет художника *В. П. Заикина*
Корректор *Н. Я. Эппель*

Сдано в набор 4/XII 1959 г. Подписано в печать 10/III 1960 г. Формат бумаги 60×92¹/₁₆.
Печ. л. 12,75+1 вклейка. Уч.-изд. л. 11,44. Тираж 3000 экз. Т-01000
Изд. № 616. Инд. ²/₃. Цена 5 р. 70 к. Переплет 1 р. Заказ 1/1164

Государственное научно-техническое издательство литературы по горному делу

ГОСГОРТЕХИЗДАТ
Москва, Грузинский вал, д. 35

Ленинградская типография Госгортехиздата. Ленинград, ул. Салтыкова-Щедрина, 54

ОПЕЧАТКА

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть
104	20 снизу	не возможна	но возможна

М. М. Шемаханов

Цена 6 р. 70 к.

Экземпляр
чи. о. п. д.

24

Q1

20230

[Handwritten signatures and scribbles]