МИНИСТЕРСТВО ЭНЕРГЕТИКИ И ЭЛЕКТРИФИКАЦИИ СССР
ГЛАВНОЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭНЕРГОСИСТЕМ

РУКОВОДЯЩИЕ УКАЗАНИЯ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ И ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КАЛОРИФЕРОВ С ПРОВОЛОЧНЫМ ОРЕБРЕНИЕМ

СЛУЖБА ПЕРЕДОВОГО ОПЫТА И ИНФОРМАЦИИ СОЮЗТЕХЭНЕРГО
Москва
1981

gost.e-ecolog.ru

УДК :621.18

Составлено парогенераторным отделением Всесоюзного дважды ордена Трудового Красного Знамени теплотехнического научно-исследовательского института им.Ф.Э.Дзержинского (ВТИ)

С о с т а в и т е л и доктор техн.наук В.А.Ионкин,
инженеры С.Н.Тулин, Т.В.Абрамова,
канд.техн.наук В.Н.Фомина

В настоящих Руководящих указаниях на основе обобщения научных исследований ВТИ и опыта эксплуатации сформулированы основные положения по проектированию, эксплуатации, ремонту и монтажу энергетических калориферов из труб с проволочными оребрением.

Приведены конструктивные характеристики энергетических калориферов производства Тюменского турбомеханического завода (ТТМЗ). Изложены методики тепломого, аэродинамического и гидравлического расчета.

Разработка Руководящих указаний выполнена в ВТИ под научным руководством доктора техн.наук проф.Ионкина В.А.

Руководящие указания предназначены для проектно-конструкторских организаций, котлостроительных заводов, электростанций и ремонтных предприятий.

© СПО Союзтехэнерго, 1981.

УТВЕРЖДАЮ
Начальник Главного технического управления по эксплуатации энергосистем

В.М. ГОРИН

24 июня 1980 г.

I. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

I.I. В современных котельных установках большой мощности широко применяется предварительный подогрев воздуха до его поступления в газовые воздухоподогреватели. Применение устройства для внекотлового подогрева холодного воздуха обязательно при сжигании в котлах твердых и жидких топлив.

I.2. Устройства для предварительного подогрева воздуха (ПНВ) имеют многофункциональное назначение. В первую очередь они предназначаются для повышения надежности работы котлов за счет предотвращения низкотемпературной коррозии и золового загрязнения воздухоподогревателей.

I.3. При рациональной тепловой схеме устройства для внекотлового предварительного подогрева воздуха должны повышать экономичность работы паротурбинных установок на органическом топливе за счет использования тепла низких отборов и охлаждающей воды конденсаторов.

I.4. При правильном выборе компоновок устройств для предварительного подогрева воздуха можно достигнуть улучшения санитарно-технических условий станционных помещений (вентиляция зданий), что способствует улучшению условий и повышению культуры эксплуатации.

I.5. Многообразие компоновок и тепловых схем паротурбинных установок, типов котлов и воздухоподогревателей обусловливает специфические требования к конструкции и компоновке устройств для предварительного подогрева воздуха. В связи с этим на базе труб с продольным оребрением разработаны калориферные установки разнообразной конструкции и компоновок.

I.6. Для достижения положительного эффекта в работе устройств ПНВ необходим комплексный учет всех факторов, влияющих на их работу. Этими факторами являются тип поверхности нагрева, конструкция элементов, компоновка калориферной установки, вид теплоносителя, тепловая, воздушная и гидравлическая схемы.

2. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМ КАЛОРИФЕРНЫМ УСТАНОВКАМ

2.I. Устройства ПНВ должны удовлетворять ряду требований. Главное из них – обеспечение заданного уровня подогрева воздуха при всех режимах работы котла в зимние и летние периоды, включая пуски и остановки котлов.

2.2. Предварительный подогрев воздуха должен обеспечивать надежную защиту воздухоподогревателей от сернокислотной и гидратной коррозии, а также от чрезмерного образования золовых отложений не только при сжигании проектного вида топлива, но и при использовании резервного топлива.

2.3 Прогрев воздуха должен быть равномерным по сечению воздушного короба за калориферами.

2.4. Калориферы должны быть надежными в эксплуатации. Появление неплотностей в них может усугубить процесс низкотемпературной коррозии и загрязнение основного воздухоподогревателя.

2.5. Устройства ПНВ должны исключать возможность попадания в них влаги, агрессивных газов, коррозионных и загрязняющих веществ.

2.6. Энергетические калориферы должны быть малогабаритными с минимальной массой, иметь большие значения коэффициентов теплопередачи при небольшом аэродинамическом сопротивлении.

2.7. Энергетические калориферы должны быть технологичными в изготовлении и ремонтопригодными. Они должны быть защищены от замораживания и иметь устройства для консервации в период стоянки и для выпуска воздуха.

2.8. Современные калориферные установки должны оснащаться необходимыми контрольно-измерительными устройствами и автоматикой регулирования температуры воздуха.

2.9. Для комплексного решения задач защиты воздухоподогревателей, повышения экономичности электростанции, вентиляции зданий могут выбираться комбинированные многоступенчатые устройства с применением различных теплоносителей и аппаратов.

Рациональный выбор схемы предвключенного подогрева котельного воздуха проверяется соответствующими технико-экономическими расчетами [I].

3. КОНСТРУКЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КАЛОРИФЕРОВ ИЗ ТРУБ С ПРОВОЛОЧНЫМ ОРЕБРЕНИЕМ

3.I. Проведенный в НПИ комплекс исследований [2,3,4,5] позволил выбрать в качестве наиболее эффективной для паровых и водяных калориферов поверхность нагрева с проволочным оребрением, установить ее оптимальные геометрические характеристики и методы расчета.

Эти поверхности из стальных труб диаметром I2$_{T}$I9 мм со стальным прикатанным петельно-проволочным оребрением имеют коэффициент оребрения, равный 7-9, и по сравнению с сантехническими дают значительный выигрыш по массе и габаритам (в 2-3 раза).

Общий вид труб с проволочным оребрением, используемых для энергетических калориферов, показан на рис.I.

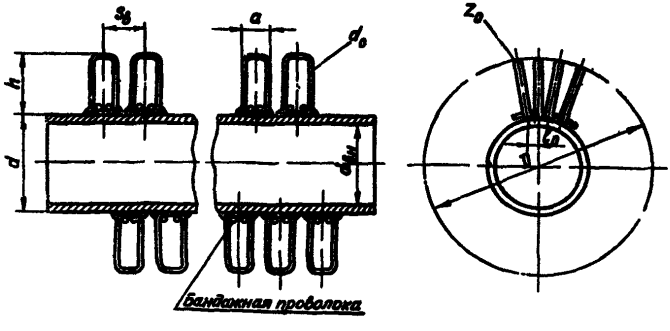


Рис.I. Труба с проволочным оребрением (обозначения см. в табл.I)

3.2. Основные конструктивные размеры труб с проволочным оребрением, освоенные в серийном изготовлении на Тюменском заводе Минэнерго СССР (ТТМЗ) и Троицком энергомашиностроительном заводе (ТЭМЗ), приведены в табл.I.

3.3. Поверхности нагрева с проволочным оребрением имеют цинковое покрытие, которое позволяет не только осуществлять надежный контакт основной трубы с проволокой, но и защитить проволоку от наружной коррозии.

3.4. Для ПНВ следует использовать имеющиеся типовые конструкции секций энергетических калориферов из труб с проволочным оребрением: прямотрубные с горизонтальными коллекторами, а также змеевиковые с вертикальными коллекторами.

Наиболее широкое применение получили энергетические паровые калориферные секции СО-II0 змеевикового типа, разработанные ЦКБ Главэнергоремонта-ВПИ [6]. Этими же организациями совместно с Тюменским заводом разработана подобная секция с большей поверхностью нагрева СО-I70. В табл.2 приведены основные конструктивные характеристики паровых секций СО-II0 (рис.2) и СО-I70 (рис.3).

Секции СО-II0 и СО-I70 представляют собой теплообменники, у которых входной и выходной коллекторы сделаны из труб диаметром I08х6 мм и расположены вертикально. Отверстия решеток на коллекторах развернуты перпендикулярно к концам змеевиков.

Горизонтальное расположение змеевиков обеспечивает свободное перемещение отдельных труб при тепловом расширении.

Основная теплообменная поверхность выполнена из цельнотянутых стальных труб со стальным проволочным оребрением.

Для предотвращения прососа воздуха на гладких (неоребренных) концах труб установлены щитки. Вертикальное расположение коллекторов обеспечивает хорошее удаление воздуха и дренаж конденсата. Рабочие условия: среда – пар давлением до I,6 МПа (I6 кгс/см^2) при температуре не более 300°С.

3.5. Для ПНВ могут применяться прямотрубные паровые калориферы (рис.4). Они изготовляются Тюменским заводом Минэнерго СССР из электросварных оребренных труб ВПИ-ТЭМЗ-И (табл.I) и предназначены для на-

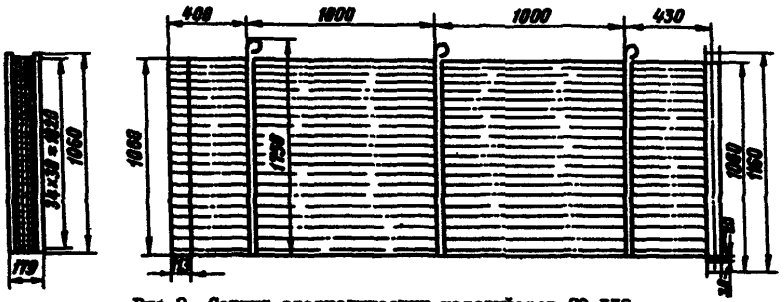


Рис.2. Секция энергетических калориферов СО-II0

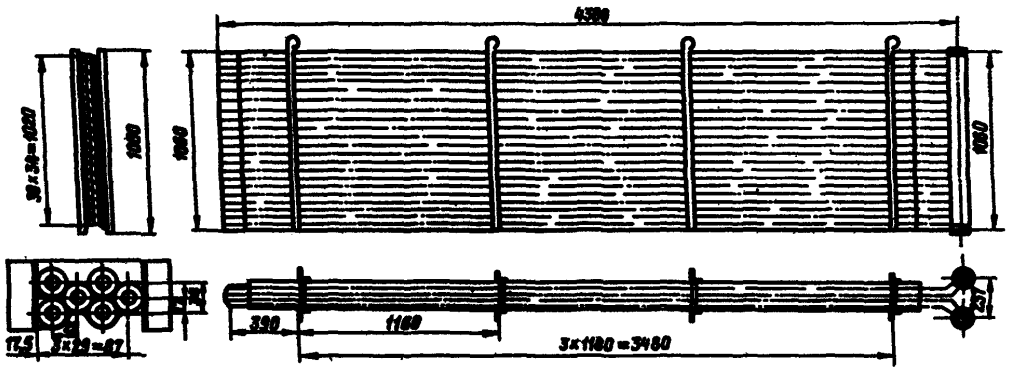


Рис.3. Секция энергетических калориферов СО-I70

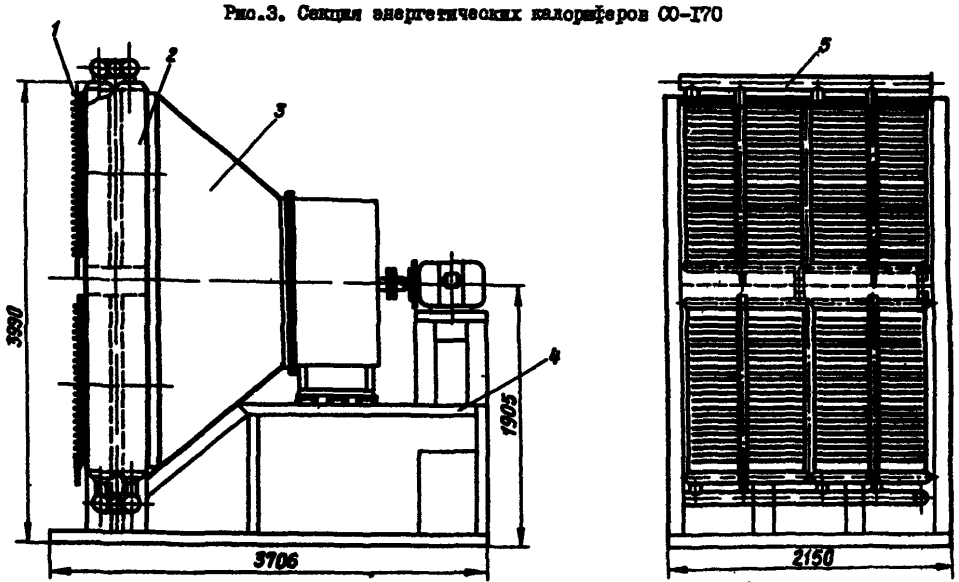


Рис. 4. Пластинчатая секция отопительного аппарата АО-I000/750:
I - направляющая решетка; 2 - нагревательная секция; 3 - диффузор; 4 - рама; 5 - отвод

Таблица I

Геометрические характеристики труб с проволочным оребрением для энергетических калориферов

Тип трубы	Диаметр трубы $d/d_{вн}$, мм	Высота оребрения h, мм	Ширина петли оребрения a, мм	Число петель по окружности z_0	Шаг петли оребрения по поверхности трубы t_0, мм	Диаметр проволоки d_0, мм	Шаг витков $S_в$, мм	Полная поверхность I м длины оребренной трубы $\Delta H_п$, м²/м	Поверхность неоребренных участков на I м длины трубы $\Delta H_{тр}$, м²/м	Поверхность проволочного оребрения на I м длины трубы $\Delta H_р$, м²/м	Внутренняя поверхность I м длины трубы $\Delta H_{вн}$, м²/м	Масса I м² поверхности нагрева g_2, кг/м²	Примечание
ВТИ-ТЭМЗ-I	I9/I6,2	I0	3,2	76	0,785	0,5	5	0,557	0,02I	0,536	0,0509	2,58	
ВТИ-ТЭМЗ-II	I5/I2,2	8	3,2	60	0,785	0,5	5	0,364	0,0I7	0,347	0,0383	2,74	
ВТИ-ТЭМЗ-II	I6/II	8	3,2	60	0,84	0,5	5	0,365	0,0I8	0,347	0,0345	4,I2	Секции СО-II0, СО-I70
ВТИ-ТЭМЗ-III	I2/9,2	7	3,2	48	0,785	0,5	5	0,259	0,0I4	0,245	0,0289	2,82	АО-I000/750

Таблица 2

Конструктивные характеристики секций энергетических калориферов производства Тюменского завода

Тип секции	Греющая среда	Расположение труб	Тип трубки	Диаметр трубок $d/d_{вн}$, мм	Шаг труб, мм: поперечный S_1	Шаг труб, мм: продольный S_2	Доля живого сечения от полного ω	Поверхность нагрева секции H_c, м²	Количество труб в секции n	Число ходов греющей среды в секции m	Число труб I-го ряда секции по ходу воздуха n_1	Число рядов труб по ходу воздуха z	Эффективная длина оребрения части на I змеевик $l_{эф}$, м	Площадь сечения секции по набегающему потоку $f^c_{пл}$, м²	Живое сечение секции для прохода греющей среды f_c, м²	Масса секции θ, кг	Ширина, высота, глубина секции, мм	Примечание
СО-II0	Пар	Горизонтальное	ВТИ-ТЭМЗ-II	I6/II	34	29	0,405	II0	6I	2	30	4	5	2,65	0,0058	550	2900xI060x45	
СО-I70	Пар	-"-	ВТИ-ТЭМЗ-II	I6/II	34	29	0,405	I70	6I	2	36	4	7,56	4,0	0,0058	775	4365xI060x345	
АО-I000/750	Пар/Вода	Вертикальное	ВТИ-ТЭМЗ-III	I2/9,2	28	24	0,435	232	284	I/2	7I	4	3,I6	6,28	0,0I89 / 0,00946	I940	2I50x3980x2962	
Водяная СО-I70-В	Вода	Горизонтальное	ВТИ-ТЭМЗ-II	I6/II	34	34	0,405	I70	6I	4	30	4	5,0	4,0	0,0029	795	46I0xI060x545	
Разреженная СО-89-В	Вода	-"-	ВТИ-ТЭМЗ-II	I6/II	42	29	0,5I8	89,3	49	2	24	4	5,0	2,65	0,00466	460	2900xI060x345	Рекомендуемые варианты
Разреженная СО-68-В	Вода	-"-	ВТИ-ТЭМЗ-II	I6/II	56	29	0,639	67,5	37	2	I8	4	5,0	2,65	0,00352	380	2900xI060x345	

грева воздуха отборным паром с давлением не свыше 0,3 МПа (3 кгс/см^2). Они могут использоваться как отопительные калориферы зданий электростанции. В табл.2 приведены их основные конструктивные характеристики.

3.6. Специальные водяные калориферы с проволочным оребрением разработаны СКБ ВТИ совместно с ВТИ и Тюменским заводом с поверхностью нагрева 110 и 170 м^2. Конструктивные характеристики приведены в табл.2.

В качестве водяных калориферов с проволочным оребрением могут быть использованы разреженные секции СО-69-В, СО-68-В, а также при низком давлении и секции (см.рис.4).

Конструктивные характеристики разреженных секций даны в табл.2.

4. КОМПОНОВКИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КАЛОРИФЕРНЫХ УСТАНОВОК

4.1. Рациональная компоновка калориферной установки должна предусматривать равномерное распределение воздуха и теплоносителя по ее параллельным элементам.

4.2. Компоновка калориферной установки влияет на экономичность работы котлов. Разверка по подогреву воздуха по ширине влечет за собой необходимость излишнего подогрева воздуха и повышения температуры уходящих газов. При разработке компоновки калориферной установки на базе энергетических секций предпочтительно размещение панелей перпендикулярно или под углом $\beta \geq 30^0$ к направлению воздушного потока. Применение компоновок с установкой калориферных элементов в нескольких отдельных параллельных воздушных коробах различного сечения и аэродинамического сопротивления нерационально.

4.3. В соответствии с компоновкой оборудования электростанции применяются калориферные установки с закрытым или открытым размещением.

При открытых компоновках должно быть уделено особое внимание вопросам дренажа конденсата и недопущению замораживания поверхностей нагрева.

4.4. Габариты помещения должны обеспечивать рациональную компоновку воздуховодов - без участков, имеющих резкое повышение воздушного сопротивления или предопределяющих неравномерность распределения воздуха и его нагрева по ширине воздуховода перед воздухоподогревателем.

4.5. Энергетическая калориферная установка состоит из ряда панелей, собираемых из типовых секций с проволочным оребрением (СО-110, СО-170 и др.).

Расположение труб змеевика типовых секций должно быть почти горизонтальным, со слабым уклоном (не более 10^0) в сторону коллектора, а прямотрубных - вертикальным.

4.6. Компоновки ПВВ разделяются на однопоточные и многопоточные, одноступенчатые и многоступенчатые.

В котельных установках малой и средней мощности обычно применяются однопоточные калориферные установки одноступенчатой компоновки. Для современных энергоблоков необходимо использовать многопоточные компоновки.

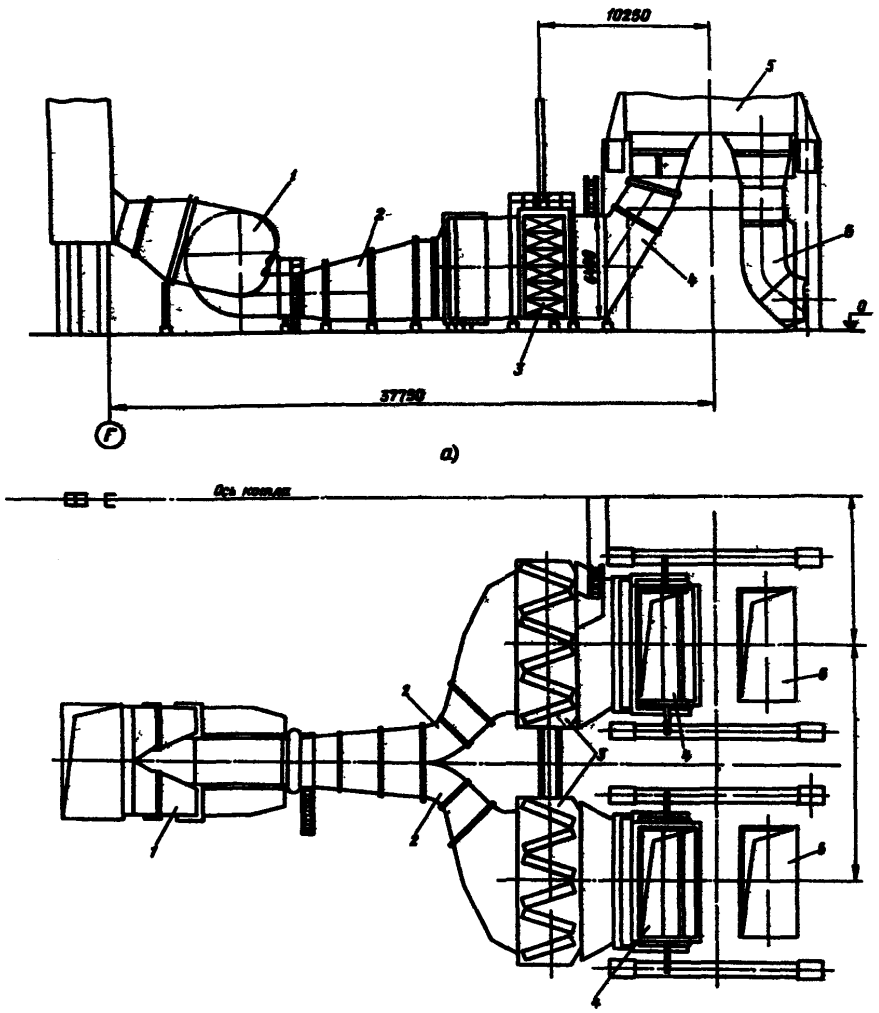
4.7. Многоступенчатые компоновки энергетических калориферных устройств следует применять при необходимости подогрева воздуха с начальной отрицательной температурой. Такие установки включают ступени основного и вспомогательного калориферов. Многоступенчатые компоновки могут быть выполнены с использованием для обеих ступеней энергетических калориферов с проволочным оребрением; такие же установки могут быть комбинированными с использованием в основной ступени энергетического калорифера, а для начального подогрева воздуха - иные вспомогательные теплообменные аппараты.

Комбинированный предварительный подогрев воздуха может осуществляться в нескольких ступенях, работающих с различными теплоносителями (пар, вода, воздух).

Комбинированные устройства ПВВ находят применение при их многофункциональном использовании.

4.8. На действующих электрических станциях нашли применение одноступенчатые калориферные установки из труб с проволочным оребрением (рис.5, *а,б*). При подаче морозного воздуха на вход в паровые калориферы возникает опасность замерзания отдельных труб, появления течей, коррозии и загрязнения воздухоподогревателя.

4.9. Перспективными являются двухступенчатые компоновки, включающие основные энергетические калориферы с постоянным забором воздуха в верху котельного помещения и вспомогательные предвключенные калориферы или



а)

б)

Рис.5. Энергетическая калориферная установка котла блока 800 МВт Углегорской ГРЭС:
а – продольный разрез; *б* – план
1 – дутьевой вентилятор; 2 – подводящий короб; 3 – калорифер; 4 – отводящий воздушный короб; 5 – регенеративный воздухоподогреватель; 6 – короб уходящих газов

подогрева наружного воздуха. При таких компоновках основные калориферы работают в стабильном температурном режиме, а вспомогательные калориферы обеспечивают дополнительное повышение экономичности, повышают надежность основных калориферов и выполняют функции улучшения санитарных условий работы персонала.

Подобные компоновки могут иметь замкнутую или разомкнутую аэродинамическую схему.

4.10. Произвольное размещение параллельных элементов многопоточной калориферной установки недопустимо из-за появления существенных аэродинамических разверок и неравномерностей подогрева холодного воздуха.

4.11. Панели из горизонтальных секций (СО-110 или СО-170) должны быть включены параллельно по пару. Последовательное (по пару) включение секций в панели, а также компоновка таких панелей с отступлением от вертикального расположения коллекторов не рекомендуется.

5. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ КАЛОРИФЕРНЫХ УСТАНОВОК

5.1. Рациональная тепловая схема должна обеспечить работоспособность калориферной установки при всех режимах эксплуатации, включая зимние периоды.

В случае, если подогрев воздуха в зимнее время и в пусковые периоды решается специальными средствами, калориферная установка выполняется по прямой одноступенчатой схеме (рис.6,*а*).

Такая схема пригодна для электростанций, работающих на сернистых топливах и забирающих постоянно воздух из помещения котельной, либо (в зимнее время) с присадкой наружного воздуха при средней температуре поступающего в дутьевой вентилятор воздуха выше нуля.

5.2. Для котлов с трубчатыми воздухоподогревателями на электростанциях, где в зимнее время минусовые температуры наружного воздуха непродолжительны, рекомендуется использовать схему калориферной установки, предусматривающую дополнительное использование рециркуляции горячего воздуха (рис.6,*б*).

5.3. Для котлов с регенеративными воздухоподогревателями на электростанциях с коротким периодом низких температур наружного воздуха в зимнее время рекомендуется использовать энергетическую калориферную установку с дополнительной рециркуляцией нагретого воздуха после калорифера в воздуховод перед дутьевым вентилятором (рис.6,*б*).

Возможности использования такой схемы ограничены допустимыми производительностью и давлением дутьевых вентиляторов.

При отсутствии запаса дутьевых вентиляторов по давлению следует использовать схему с дополнительным вентилятором, подключенным через смеситель на сторону нагнетания основного вентилятора (рис.6,*в*).

5.4. Для крупных теплоэнергетических блоков, работающих на сернистых топливах (в районах Урала и Сибири), рекомендуется тепловая схема (рис.7), обеспечивающая стабильный режим работы в любое время года [7,8]. При этом в зимнее время обеспечивается входная температура воздуха в дутьевые вентиляторы не ниже минус 7°С, при которой невозможно образование льда и замораживание теплообменных и дренажных труб калориферов. Одновременно улучшаются и условия работы лопаток дутьевых вентиляторов. Такая же схема может быть применена при открытой компоновке воздухоподогревательных устройств энергоблоков центра и юга страны.

При этой тепловой схеме калориферная установка включает две части: основную и вспомогательную.

Вспомогательная установка за счет рециркуляции через нее от 5 до 20% общего количества воздуха обеспечивает стабилизацию температуры воздуха на входе в вентилятор.

Подобная тепловая схема с дополнительным использованием специального низконапорного вспомогательного вентилятора показана на рис.10 в [9]. Эта схема более экономична благодаря снижению расхода электроэнергии на дутье.

5.5. Для ПГВ рекомендуется тепловая схема с использованием пара приводной турбины воздуходувки или питательного насоса. При этой прямой одноступенчатой тепловой схеме может быть достигнута существенная экономия топлива за счет использования тепла пара после противодавленческой турбины (рис.8).

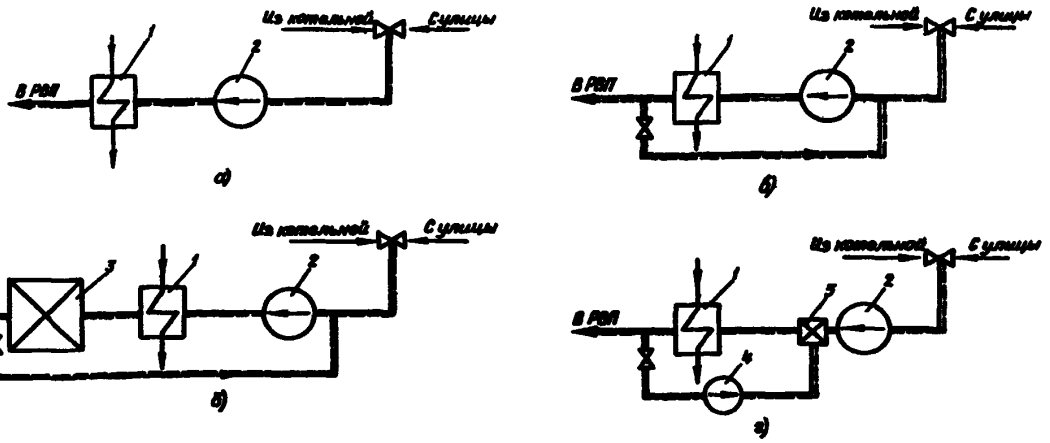


Рис.6. Одноступенчатые схемы предварительного подогрева воздуха:
а, в, г – для котлов с регенеративными воздухоподогревателями; *б* – для котлов с трубчатыми воздухоподогревателями
I – калориферная установка; 2 – вентилятор; 3 – трубчатый воздухоподогреватель; 4 – вспомогательный вентилятор; 5 – смеситель

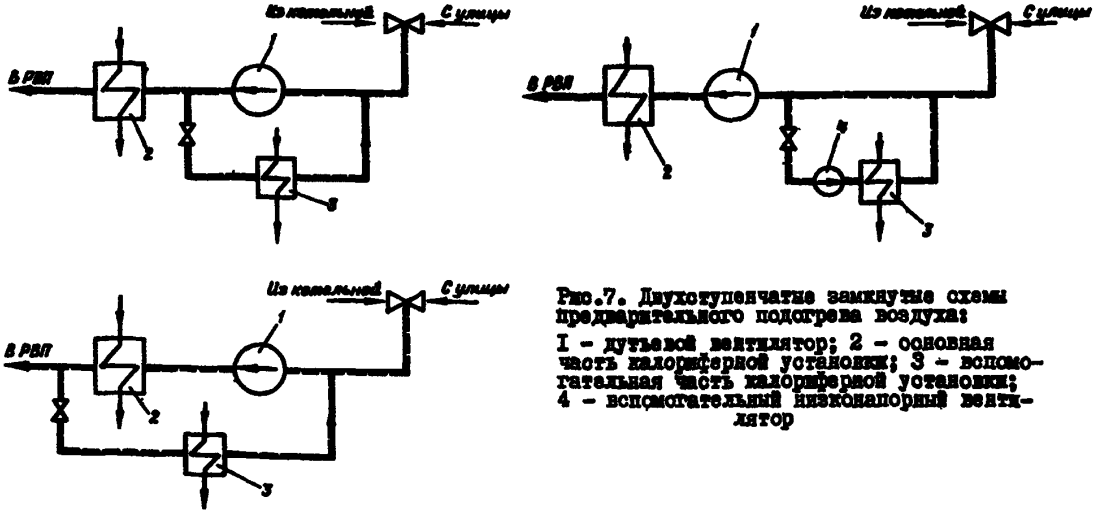


Рис.7. Двухступенчатые замкнутые схемы предварительного подогрева воздуха:
I – дутьевой вентилятор; 2 – основная часть калориферной установки; 3 – вспомогательная часть калориферной установки; 4 – вспомогательный низконапорный вентилятор

5.6. Для котлов с регенеративными воздухоподогревателями возможно применение комбинированной тепловой схемы предварительного подогрева воздуха с использованием калориферов и рециркуляции горячего воздуха. Во избежание загрязнения калориферов рециркуляционный воздух должен вводиться по схеме ЗиО в воздушный короб после калориферной установки (рис.9).

5.7. Тепловая схема калориферов, устанавливаемых в котлах с каскадными трубчатыми воздухоподогревателями, наиболее проста. В этом случае должен использоваться одноступенчатый (паровой или водяной) калорифер с подогревом лишь части котельного воздуха (от 10 до 60%), направляемого в первый ход воздухоподогревателя.

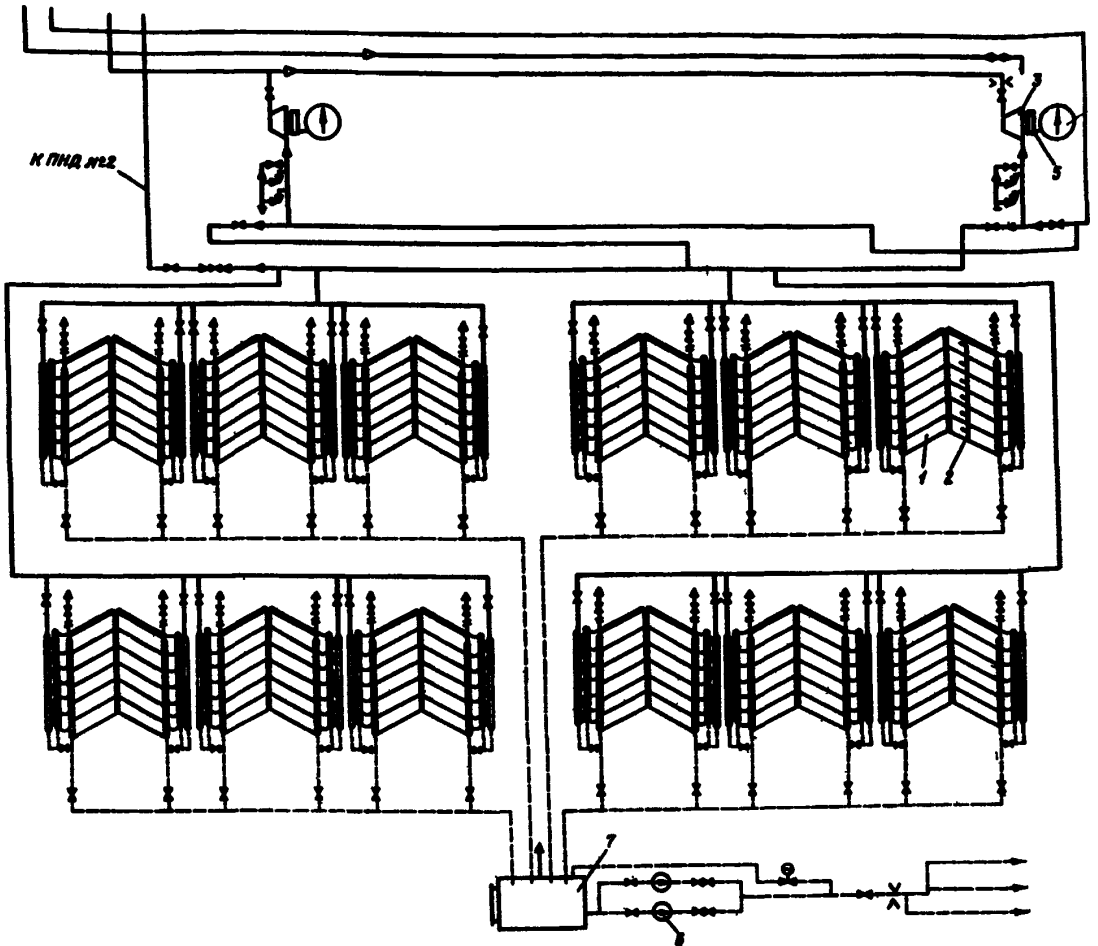


Рис.8. Тепловая схема калориферной установки блока 800 МВт Углегорской ГРЭС:

I - секция энергетических калориферов СО-ПО-0I; 2 - панель из шести секций СО-ПО-0I; 3 - противодавленческая турбина ОР-I2-ИМ КТЗ; 4 - дутьевой вентилятор ВДН-36х2; 5 - редуктор, 6 - насосы калориферной установки КСД-I20-55; 7 - бак калориферной установки, V = 40 м³;

——пар; - - - конденсат; —х—воздух, ⋈ - вентиль; ⋈ - задвижки с электроприводом;

⋈ - регулирующий клапан; ⋈ - обратный клапан; ⧖ - шайба расходомерная; ↑ - воздушник

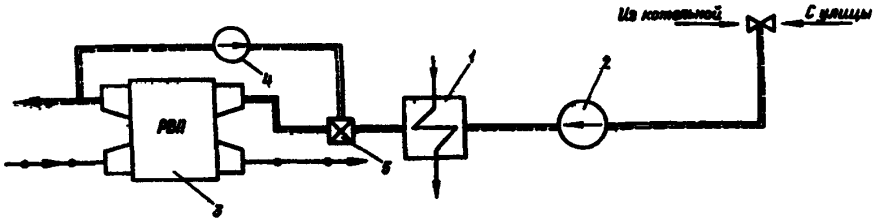


Рис.9. Комбинированная схема предварительного подогрева воздуха с использованием рециркуляции горячего воздуха в напорный короб после калориферов.

I - калориферная установка; 2 - дутьевой вентилятор; 3 - регенеративный воздухоподогреватель; 4 - вспомогательный вентилятор; 5 - смеситель

5.8. Тепловая схема двухступенчатой замкнутой калориферной установки с использованием в качестве теплоносителя питательной воды после деаэраторов приведена на рис.I0. Эта схема наиболее проста и надежна. Однако выигрыш в экономичности относительно мал. Подобная схема с повышенной тепловой экономичностью дана на рис.II. Здесь для подогрева воздуха в основном калорифере используется конденсат после ПНД № 3 или ПНД № 4 турбин с установкой дополнительного деаэратора (ρ = 0,I2 МПа (I,2 кгс/см^2) и лишь для вспомогательного калорифера используется вода после основных деаэраторов.

5.9. На схеме, представленной на рис.I2, предусматривается организация автономного контура для нагрева воды отборным паром низкого давления, используемой далее для подогрева воздуха в основной части калориферной установки. Вспомогательный калорифер работает при этом на основном конденсате после деаэратора турбинной установки. Приведенная тепловая схема может быть использована и без вспомогательной части.

5.I0. Для обеспечения предварительного подогрева воздуха наиля практическое применение тепловая схема, включающая последовательно две ступени энергетических калориферов (рис.I3). Первая по ходу воздуха ступень работает на паре, поступающем из газового испарителя, а вторая – на воде по замкнутому контуру с экономайзером низкого давления.

5.II. Для комплексного решения всех задач, возлагаемых на предварительный подогрев котельного воздуха, может быть использована двухступенчатая установка разомкнутого типа. Такая перспективная разомкнутая установка для мощного котла, работающего на твердом топливе с трубчатым воздухоподогревателем, показана на рис.I4.

Первая ступень предназначена для подогрева внешнего холодного (морозного) воздуха до I5–30^{0}С и решает задачу вентиляции котельных помещений. В первой ступени следует использовать низкопотенциальный теплоноситель (наиболее низкие паровые отборы, обратная охлаждающая вода конденсаторов). Эта ступень может быть изготовлена из любой поверхности нагрева и не предъявляет особых требований к равномерности нагрева воздуха по сечению. В качестве первой ступени можно использовать отопительные аппараты АО-I000/750 (см.табл.2). Для этой цели ВТИ и ЗиО предложено использовать теплообменник регенеративного типа в виде короба с протекающей в нижней части обратной охлаждающей водой из конденсатора турбин при противоточном проходе в верхней части холодного воздуха (зимой) или горячего воздуха (летом) [I0] .

Техническая характеристика теплообменного аппарата АО-I000/750

Поверхность нагрева ..... 232 м^2
Греющая среда ..... пар, вода
Давление среды ..... 0,3 МПа (3 кгс/см^2)
Температура греющей среды.....I30 – I50^{0}С
Диаметр трубок..... I2xI,4 мм
Вентилятор осевой У-I2:
производительность ..... 60500 м^3/ч
общее давление ..... 330 Па (33 кгс/м^2)
частота вращения ..... 970 об/мин
Электродвигатель тип 4AI60S6У3 ГОСТ I9523-74:
частота вращения ..... I000 об/мин
мощность ..... II кВт
Габаритные размеры 2I50x3980x2962 мм

ВТИ предложено также использовать для этой цели гладкотрубный теплообменник с перекрестно-шахматным расположением труб, обладающий повышенной эксплуатационной надежностью в условиях резко пониженных температур воздуха.

Разомкнутая двухступенчатая схема при раздельном подогреве первичного и вторичного воздуха показана рис.I5.

5.I2. Во всех тепловых схемах калориферных установок необходимо предусматривать резервную подачу пара от общестанционной магистрали, используемую в пусковых режимах, при низких нагрузках и т.д.

Рис.I0. Схема двухступенчатой замкнутой калориферной установки теплоноситель – питательная вода после деаэратора:

I – основная часть калориферной установки; 2 – вспомогательная часть калориферной установки; 3 – дутьевой вентилятор; Д – деаэратор 0,7 МПа (7 кгс/см^2); А – анионитовый фильтр; К – катионитовый фильтр, ——–пар, ——–питательная вода; – – –конденсат; ═══–воздух; $t_{х.в}$ – холодный воздух; $t_в^к$ – нагретый воздух после калорифера

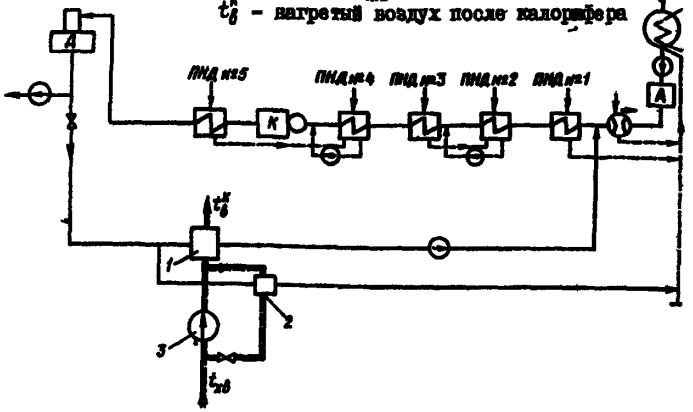


Рис.II. Схема двухступенчатой замкнутой калориферной установки теплоноситель – конденсат после ПНД № 3 или ПНД № 4 с установкой дополнительного деаэратора:

4 – дополнительный деаэратор 0,I2 МПа (I,2 кгс/см^2) (остальные обозначения см. на рис.II)

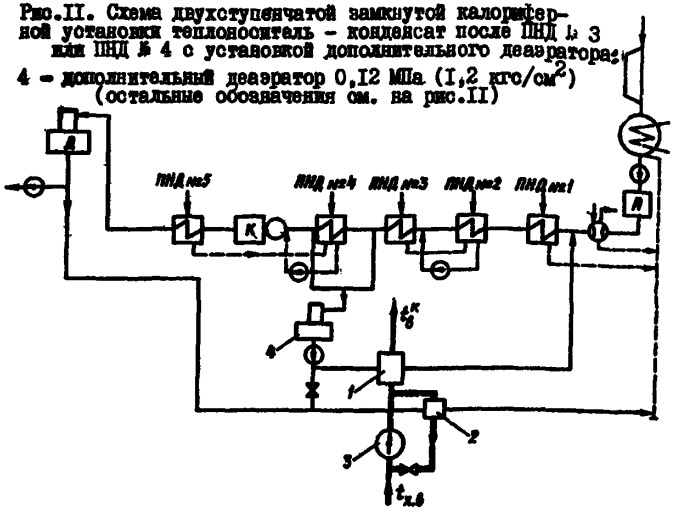
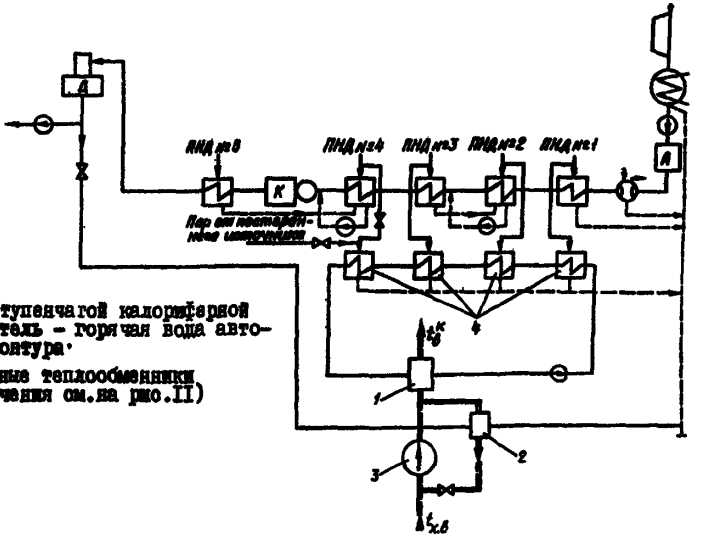


Рис.I2. Схема двухступенчатой калориферной установки теплоноситель – горячая вода автономного контура.

4 – промежуточные теплообменники (остальные обозначения см.на рис.II)



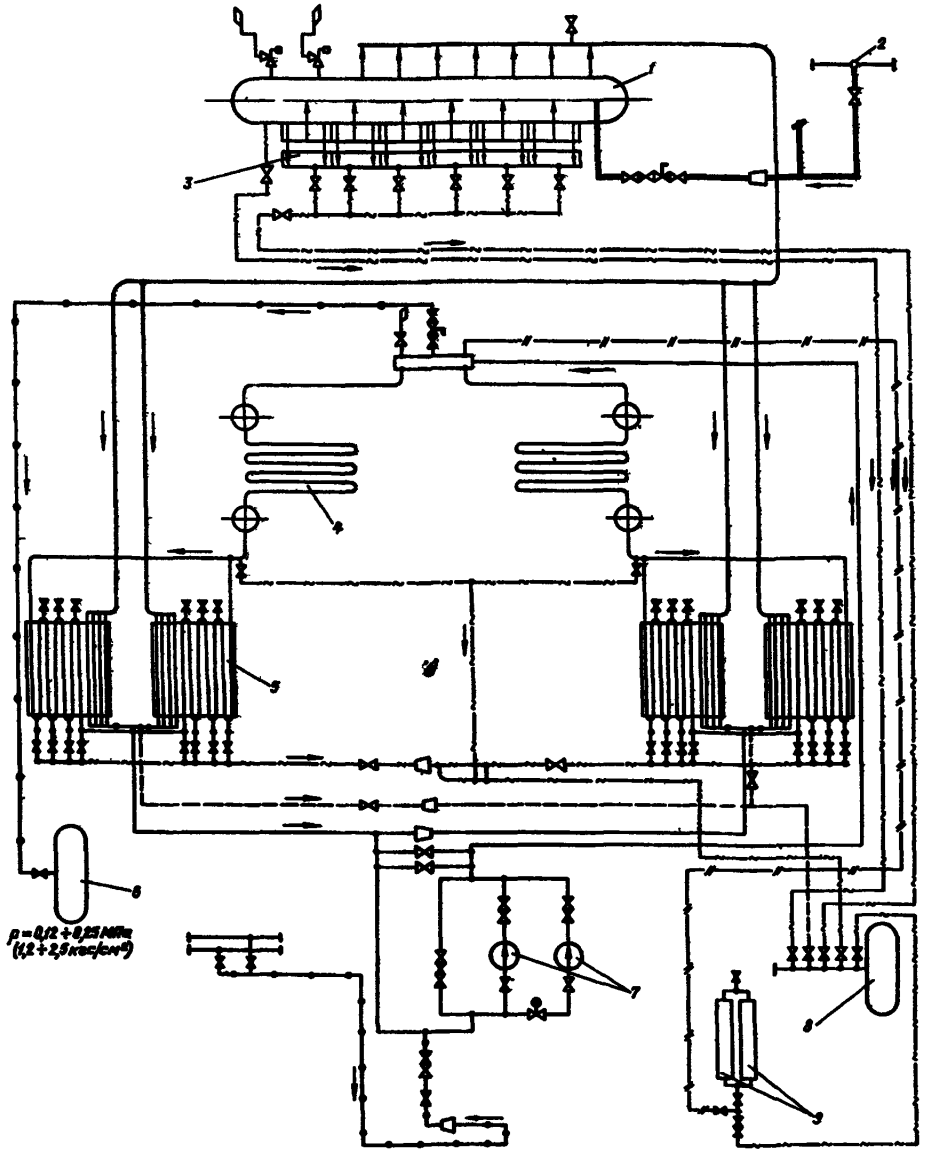


Рис.I3. Схема калориферной установки котла ТПМ-I53:

I - барабан газового испарителя; 2 - напорная сборка деаэрированной воды; 3 - газовый испаритель; 4 - экономайзер низкого давления; 5 - калориферы, 6 - расширитель периодической продувки; 7 - циркуляционные насосы МКУ-I50 экономайзера низкого давления; 8 - расширитель дренажей низкого давления; 9 - воздушные дефлекторы;

——подвод питательной воды; ——пар к калориферам; ——циркуляционная вода, —~—дренаж воды, продувка барабана, —//—линия к воздушным дефлекторам; —o—подвод и отвод подпиточной воды; ⋈-вентиль, задвижка, ⋈ - обратный клапан; ⋈ - регулирующий клапан; ⋈-задвижка электроприводом, ⋈-предохранительный клапан

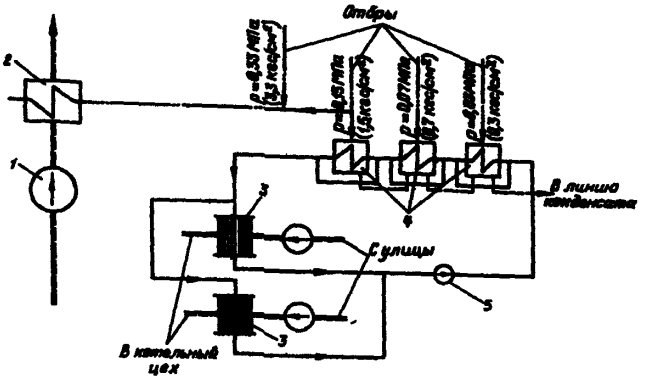


Рис.I4. Разомкнутая двухступенчатая схема предварительного подогрева воздуха:

I - дутьевой вентилятор; 2 - основная калориферная установка (2 ступень); 3 - отопительные аппараты (I ступень); 4 - промежуточные теплообменники; 5 - насос

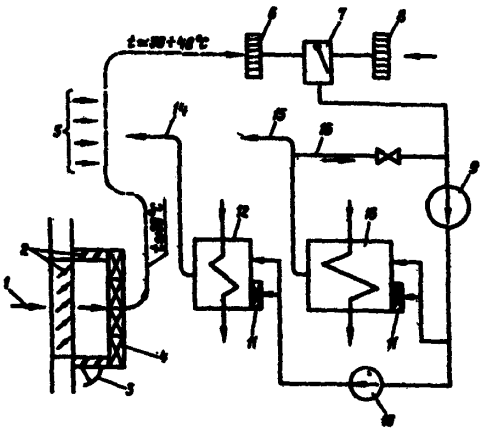


Рис.I5. Разомкнутая двухступенчатая схема при раздельном подогреве первичного и вторичного воздуха;

I - наружный воздух; 2 - входные и рециркуляционные жалюзи; 3 - двери для осмотра калориферов; 4 - отопительные или сантехнические калориферы; 5 - теплонапряженное оборудование; 6 - забор воздуха из верхней части котельной; 7 - регулирующий клапан; 8 - забор наружного воздуха (резервно-аварийный); 9 - дутьевой вентилятор; I0 - вентилятор первичного воздуха; II - энергетические калориферы; I2 - трубчатый воздухоподогреватель первичного воздуха; I3 - трубчатый воздухоподогреватель вторичного воздуха; I4 - первичный воздух к мельницам; I5 - вторичный воздух к горелкам; I6 - рециркуляция воздуха (резервно-аварийная)

6. ВОЗДУШНЫЕ ТРАКТЫ

6.I. Для обеспечения надежной и экономичной работы ШВ воздушный тракт должен отвечать следующим необходимым требованиям: достаточность габаритов для рационального размещения устройств ШВ, недопустимость ввода в воздушный тракт перед калориферами загрязненных газовоздушных потоков, правильное присоединение воздуховодов рециркуляции теплого воздуха, доступность для ремонта и замены элементов.

6.2. Для обеспечения равномерности подогрева воздуха при многопоточных калориферных установках воздушный тракт должен быть выполнен с примерно одинаковым аэродинамическим сопротивлением параллельных ветвей.

6.3. Особое внимание должно быть уделено максимально возможному соответствию размеров воздушных коробов и камер устройств ШВ на входе и выходе воздуха. Появление конфузорных и диффузорных участков со значительным сужением (расширением) воздушного потока в них приводит к резкому увеличению воздушного сопротивления устройств ШВ.

6.4. Независимо от типа энергетических калориферов с проволочным оребрением сброс на сторону всасывания дутьевых вентиляторов любых загрязненных газовоздушных потоков недопустим, поскольку это неизбежно приведет к загрязнению поверхностей нагрева, резкому снижению их тепловой эффективности и подавлению их основных защитных функций.

6.5. Одноступенчатые энергетические калориферные установки должны размещаться на напорной стороне воздушного тракта. В котлах, не требующих высокого предварительного подогрева воздуха (не более 40°С), калориферные установки можно размещать на стороне всасывания дутьевых вентиляторов. В последнем случае калориферы целесообразно устанавливать в байпасных каналах в целях их отключения в летнее время.

6.6. При работе котельной установки на различных топливах калориферы на стороне нагнетания могут иметь байпасные каналы с плотными шиберами для отключения калориферов в случае необходимости (в целях экономии электроэнергии на дутье).

6.7. В многопоточных калориферных установках с W -образной компоновкой рекомендуется угол между панелями принимать не менее 60°.

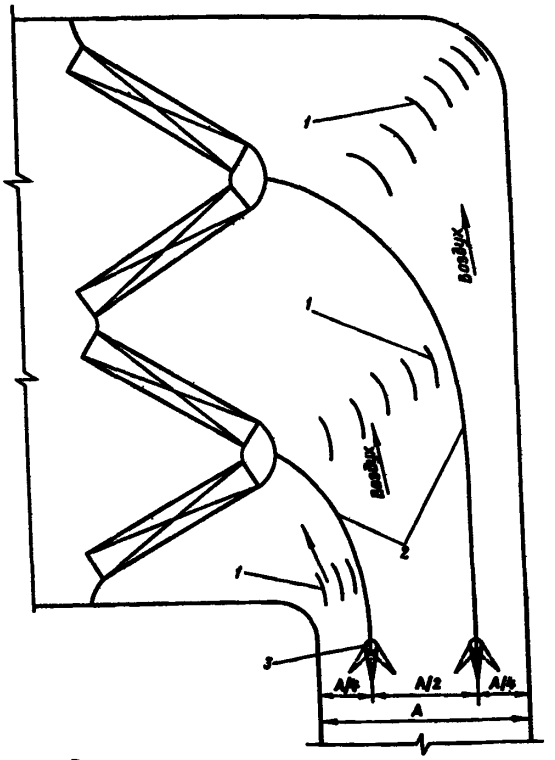


Рис.I6. Предлагаемая схема усовершенствования распределения воздушного потока в многопоточной калориферной установке на ТЭЦ-23 Мосэнерго:

I - направляющие лопатки; 2 - перегородки; 3 - поворотный шибер

При неблагоприятной компоновке воздушного тракта следует в подводящих коробах устанавливать направляющие лопатки (рис.I6).

Указания по расчету и профилю направляющих лопаток принять по [II, I2] .

6.8. Рециркуляционные воздуховоды горячего воздуха должны быть обязательным элементом ШВ на котлах с трубчатыми воздухоподогревателями (ТВП) с их вводом на сторону всасывания дутьевых вентиляторов. При РВП ввод рециркуляционного воздуха должен осуществляться с помощью специального вентилятора в напорный воздуховод после калорифера с установкой специального смесителя (см.рис.I0).

6.9. Не допускается сброс загрязненного воздуха, уплотняющего потолочные "матры" котлов под наддувом, а также из теплых ящиков котлов с уравновешенной тягой на входную сторону воздушного тракта перед энергетическими калориферами.

7. ПАРОВОДЯНЫЕ ТРАКТЫ УСТАНОВОК ПВ

7.I. При проектировании ПВ значительное внимание необходимо уделять схеме пароводяного тракта установки.

Пароводяной тракт включает: элементы подвода и распределения теплоносителя, калориферные секции и систему дренажных элементов.

Гидравлическая схема всех этих элементов должна разрабатываться с учетом обеспечения надежности и равномерности подогрева воздуха.

7.2. В устройствах с паровыми калориферами пар к отдельным панелям должен подводиться по возможности одинаковыми по длине и диаметру паропроводами. Диаметры трубопроводов греющего пара определяются из условий обеспечения его скорости не свыше 30 м/с.

7.3. Разница сопротивлений подводящих элементов отдельных панелей не должна превышать 0,005 МПа (0,05 кгс/см^2).

При повышенных конструктивных различиях давления греющего пара на входе в панели можно выравнивать установкой уравнительных трубопроводов.

7.4. Подвод пара к коллекторам панелей паровых калориферов с вертикальным расположением теплообменных труб должен быть равномерно распределенным (не менее двух подводов к коллектору каждой секции).

При использовании секции СО-II0 подвод пара может быть торцевым при числе секций по высоте панелей не более четырех.

При использовании секции СО-I70 торцевой подвод допускается при числе секций в панели не более шести.

При большем количестве секций (СО-II0, СО-I70) следует устанавливать дополнительные коллекторы для раздачи пара по секциям (рис.I7).

7.5. В установках с водяными калориферами подводящие линии должны иметь симметричную компоновку с возможно меньшей конструктивной нетождественностью. Подвод воды к коллекторам секций может быть как равномерно распределенным, так и торцевым.

7.6. Гидравлическая схема паровых прямотрубных энергетических калориферов должна обеспечивать предотвращение образования свободного уровня конденсата и проскок пара. Наличие свободного уровня приводит к недостаточному и неравномерному подогреву воздуха. При изменениях режима работы это может приводить к возникновению теплосмен и появлению неплотностей в местах соединений теплообменных труб с нижними трубными досками. При проектировании прямотрубных калориферных установок следует обеспечивать при максимально длительном режиме эксплуатации среднее гидравлическое сопротивление, равное среднему нивелирному напору в элементе, и производить расчетную проверку на образование свободного уровня [I3].

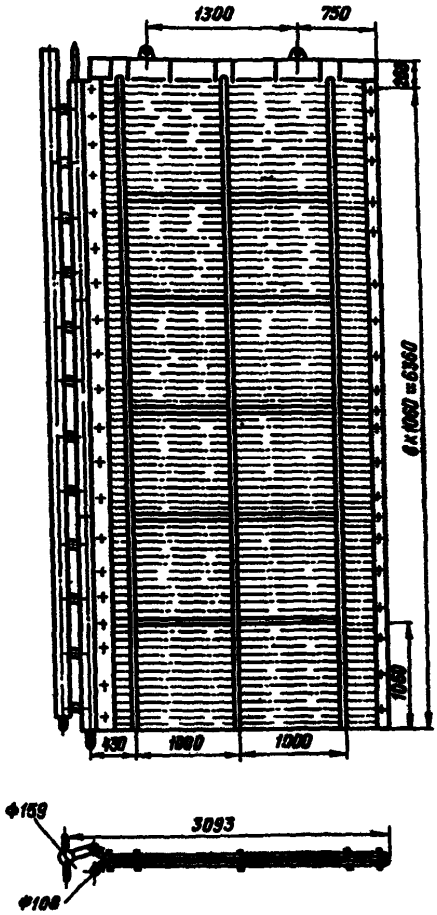


Рис.I7. Панель калориферной установки с дополнительным коллектором

7.7. Использование гидравлической схемы паровых калориферных аппаратов, состоящих из нескольких секций с промежуточными коллекторами, не рекомендуется, поскольку

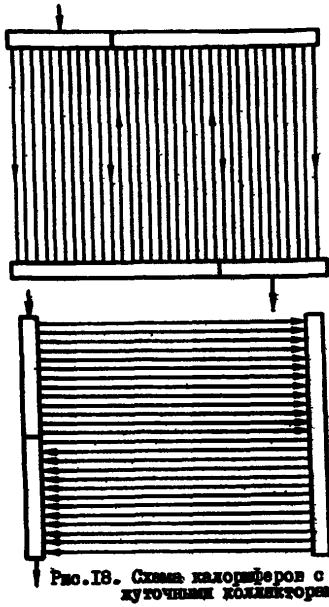


Рис.I8. Схема калориферов с промежуточными коллекторами

сии не обеспечивают равномерной раздачи пароводяной смеси и имеют нестабильную гидравлическую характеристику; такие аппараты - не могут обеспечивать равномерный нагрев внешнего потока (рис.I8).

7.8. Рациональная гидравлическая схема элементов отвода конденсата показана на рис.I9. Все участки труб дренажной системы должны иметь равномерный уклон в сторону слива (не менее 0,004). Расположение отдельных участков системы отвода конденсата выше уровня нижней отметки калориферов приводит к затоплению нижних секций и выключению их из работы. Такая гидравлическая схема дренажной системы недопустима.

7.9. Для обеспечения свободного слива конденсата в расширительные баки разность высот расположения сливных патрубков секции калориферов и приемных патрубков расширительных баков должна быть не менее 0,5-I,0 м.

7.I0. Диаметр трубопроводов, соединяющих расширительные баки со сборником конденсата, должен определяться из условий течения воды в них со скоростью не выше I,0 м/с.

7.II. Гидравлическая система должна включать устройства для отвода воздуха и неконденсирующих газов из секций.

8. ВЫБОР ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ И ОЦЕНКА ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

8.I. К настоящему времени для ПВВ с использованием проволочно оребренных калориферов в качестве теплоносителей может применяться пар низких параметров и вода. Паровые калориферы работают на перегретом, насыщенном или влажном паре - генерируемом в самой котельной установке, в специальных газовых испарителях, отработавшем в противодавленческих приводных турбинах (воздуходувок, насосов), подводимом от отборов низкого давления.

8.2. Наиболее рационально для паровых энергетических калориферов использовать перегретый пар с небольшим перегревом (не более 50°С), что обеспечивает лучшие условия для его раздачи по отдельным элементам.

Использование влажного пара ($I - x > 3\%$) на входе для паровых калориферов не рекомендуется из-за трудностей его распределения и связанного с этим появления неравномерности подогрева воздуха.

8.3. Энергетические калориферы СО-II0 и СО-I70 могут работать в качестве паровых теплообменников на паре с давлением до I,6 МПа (I6 кгс/см^2).

Для специальных котлов энергетические калориферы могут использоваться при более высоком давлении: 2,5 МПа (25 кгс/см^2).

8.4. Реализация требования к ПВВ о повышении экономичности паротурбинных установок за счет использования тепла пара отборов возможна лишь при применении теплоносителя с низким давлением; технико-экономический выигрыш получается наибольшим при использовании пара отбора с наиболее низкими параметрами (давление меньше 0,25 МПа (2,5 кгс/см^2).

Использование для паровых калориферов отработавшего пара противодавленческих турбин приводов воздуходувок (давление 0,I8 МПа (I,8 кгс/см^2) обеспечивает нужный подогрев воздуха даже для газомазутных котлов и дает экономию топлива свыше I%.

8.5. Водяные энергетические калориферы, работающие по замкнутому контуру с экономайзером низкого давления, проверены в длительной эксплуатации (см.рис.I5, I4) при

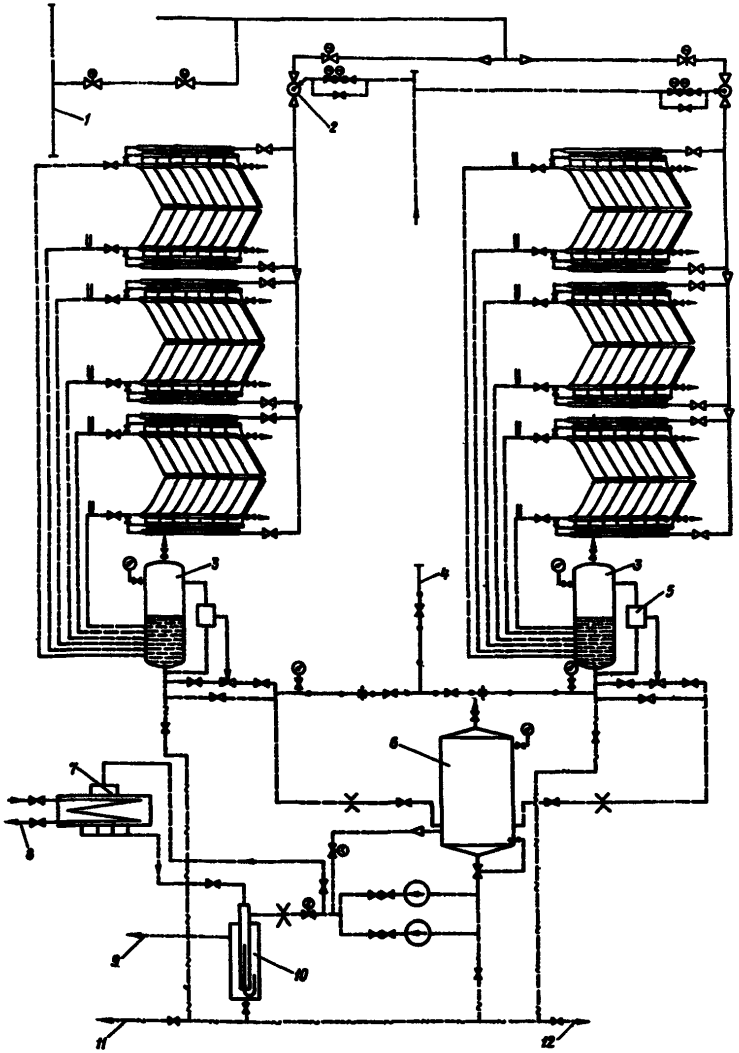


Рис.19. Принципиальная гидравлическая схема калориферной установки:

I – общестанционный коллектор ρ = I,3 МПа (I3 кгс/см^2); 2 – увлажняющее устройство; 3 – расширитель-гидрозатвор; 4 – для опрессовки калориферов, кислотной промывки и отмывки; 5 – электронный регулятор давления РПИБ-Ш; 6 – расширитель низкого давления; 7 – охладитель конденсата; 8 – теплосеть или химически очищенная вода; 9 – в расширитель низкого давления турбины; 10 – U – образный гидрозатвор, II – в дренаж; I2 – в канал кислотных промывок

—··—·—пар, – – – – конденсат, —•—•—промывка, отмывка, опрессовка, –·–·–·–дренаж; ——▷—воздушник, —▷—переход, ⋈ – вентиль, ⋈ – обратный клапан; ⋈ – задвижка, ⋈ – регулирующий клапан, U – термопара; ⊤ – междуфланцевая заглушка; ✕ – расходомерная шайба; Ⓟ – электропривод

давлении 2,0 МПа (20 кгс/см^2) и могут обеспечить высокий внекотловой подогрев котельного воздуха (до 180°С). В этом случае основные трубы калориферов должны быть бесшовными. Водяные калориферы имеют повышенную эксплуатационную надежность при их работе на деаэрированном конденсате.

Водяные калориферы наиболее целесообразно связать с источником водоснабжения в специальный автономный контур.

8.6. При выборе теплоносителя для ПВВ крупных ТЭЦ следует учитывать вероятность получения технико-экономического выигрыша лишь при использовании отборов самых низких давлений (0,15 МПа (1,5 кгс/см^2). Этому соответствует применение водяных калориферов, использующих тепло самых низкопотенциальных отборов. Для ТЭЦ целесообразно комбинированное использование для ПВВ калориферов и рециркуляции горячего воздуха (в участок за основным калорифером).

8.7. В двухступенчатых установках ПВВ для нагрева воздуха в первой ступени калориферной установки (отопительные или сантехнические секции) можно использовать сухой насыщенный, слабо увлажненный пар с давлением 0,15 МПа (1,5 кгс/см^2) или деаэрированную горячую воду. Допускается использование сетевой воды, если она по своему качеству соответствует требованиям ПТЭ [15].

8.8. Выбор наиболее рациональной тепловой схемы ПВВ при различных теплоносителях и определение оптимальных ее характеристик необходимо в каждом конкретном случае производить на основе технико-экономических расчетов [1].

9. МЕТОДИКА ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА КАЛОРИФЕРНЫХ УСТАНОВОК ИЗ ТРУБ С ПРОВОЛОЧНЫМ ОРЕБРЕНИЕМ

9.1. При проектировании новых калориферных аппаратов основной целью теплового расчета является определение поверхностей нагрева их элементов и расхода греющей среды.

При поверочных расчетах действующих аппаратов определяются конечные температуры подогрева воздуха при фактических расходах греющей среды и начальной температуре воздуха на входе.

Тепловой расчет калориферных установок производится при трех нагрузках (50, 70 и 100%) для зимних условий.

Поверочные тепловые расчеты должны выполняться для зимних и летних режимов. Выбор исходных температур для расчета калориферных элементов изложен в разд.12.

9.2. В основе теплового расчета энергетических калориферов лежат исходные уравнения теплового баланса и теплообмена.

При конструктивных тепловых расчетах исходным принимается баланс тепла по воздушной стороне. Сопоставление тепловосприятий воздуха и тепла охлаждения пароводяного потока служит для нахождения требуемого расхода греющей среды при заданных ее параметрах.

9.3. Уравнение теплового баланса по воздушному потоку, омывающему наружную оребренную поверхность нагрева калорифера, имеет следующий вид

$$Q = V\bar{c}_\beta (\bar{t}_1'' - \bar{t}_1')\gamma, \qquad (1)$$

где Q – тепло, воспринятое воздушным потоком, Вт (ккал/ч);

V – расход воздуха через аппарат, м^3/ч;

$\bar{t}_1', \bar{t}_1''$ – средние температуры воздуха соответственно на входе и выходе из поверхности нагрева, °С (см.разд.12).

$\bar{c}_\beta$ – средняя теплоемкость воздуха, кДж/(м^3·К) [ккал/(м^3·°С)], в среднем $\bar{c}_\beta \approx 0{,}316$ ккал/(м^3·°С).

9.4. При тепловых расчетах элементов калориферных установок важно правильное определение расхода воздуха в соответствии с аэродинамической схемой аппарата. При установке одноступенчатого калорифера на напорном воздуховоде после дутьевого вентилятора и при рециркуляции горячего воздуха, а также при отсутствии шунтового пропуска холодного воздуха помимо калорифера расход воздуха че-

рез аппарат равен количеству воздуха, поступающего в воздухоподогреватель,

$$V = \beta'_{вп} V^{o} B_{p}, \qquad (2)$$

где $\beta'_{вп}$ – отношение действительного количества воздуха, поступающего в воздухоподогреватель, к теоретически необходимому,

V^{o} – теоретический объем воздуха, необходимого для сгорания, м³/кг;

B_{p} – расчетный расход топлива, кг/ч.

Эти величины принимаются по данным теплового расчета котла [I6] .

При установке одноступенчатого калорифера во всасывающем коробе и отсутствии всяких байпасов воздуха помимо него определение расхода воздуха производится также по формуле (2).

9.5. В комбинированных схемах предварительного подогрева воздуха с наличием дополнительной подачи горячего воздуха до калорифера, установленного на стороне нагнетания (или всасывания), расход воздуха (м³/ч) через аппарат подсчитывается по формуле

$$V = (\beta'_{вп} + \beta_{рец}) V^{o} B_{p}, \qquad (3)$$

где $\beta_{рец}$ – доля рециркулирующего воздуха в воздухоподогреватель, принимаемая по данным теплового расчета котла [I6] .

При дополнительном использовании нагретого воздуха в калориферах для его рециркуляции на вход расход воздуха (м³/ч) подсчитывается по формуле

$$V = (1 + \mu_{рец})(\beta'_{вп} + \beta_{рец}) V^{o} B_{p}, \qquad (4)$$

где $\mu_{рец}$ – доля автономной рециркуляции воздуха в калорифере.

Для калориферов, устанавливаемых на котлоагрегатах, снабженных каскадными воздухоподогревателями, расчетный расход воздуха (м³/ч) в них находится по формуле

$$V = (\beta'_{вп} - \Sigma\beta_{ш} + \beta_{рец}) V^{o} B_{p}, \qquad (5)$$

где $\Sigma\beta_{ш}$ – суммарная доля воздуха, шунтирующего калорифер.

9.6 При расчетах калориферов, устанавливаемых на байпасе всасывающего (или напорного) воздуховода, объемный расход воздуха находится по формуле

$$V = \mu_{б} (\beta'_{вп} + \beta_{рец}) V^{o} B_{p}, \qquad (6)$$

$\mu_{б}$ – доля воздуха, проходящего через байпасный короб, в котором установлен аппарат.

9.7. При тепловых расчетах двухступенчатых замкнутых установок ШВ (см.рис.9) расход воздуха через вспомогательную ступень определяется по формуле (6), принимая $\mu_{б}$ = = 0,05÷0,2 в зависимости от наличия запаса по напору основных или рециркуляционных вентиляторов.

Для разомкнутых систем ШВ (см.рис.I6) расчет количества воздуха для основной (второй) ступени производится так же, как и для одноступенчатых калориферов, а для вспомогательной (первой) ступени принимается равным

$$V = V^{o} B_{p}. \qquad (7)$$

9.8. Средняя расчетная температура воздуха (°С) на входе в одноступенчатые устройства ШВ, включенные на стороне нагнетания дутьевых вентиляторов, при отсутствии рециркуляции нагретого воздуха до калорифера находится по формуле

$$\bar{t}'_{в} = \bar{t}_{вс} + \Delta t_{вен}, \qquad (8)$$

где $\bar{t}_{вс}$ – средняя расчетная температура всасываемого воздуха, °С (см. разд. I2);

$\Delta t_{вен}$ – повышение температуры воздуха в дутьевом вентиляторе, °С;

$$\Delta t_{вен} = \frac{2{,}72 (t''_{вен} + 273) H_{вен} 10^{-3}}{\eta_{вен}},$$

где $H_{вен}$ – полный напор вентилятора, МПа (кгс/см²);

$\eta_{вен}$ – коэффициент полезного действия

вентилятора, % (по данным [I7]);

$t''_{вен}$ – температура воздуха за вентилятором, °С.

При установке энергокалориферов на стороне всасывания дутьевых вентиляторов

$$\bar{t}'_1 = \bar{t}_{вс}. \qquad (9)$$

Для одноступенчатых калориферов на стороне нагнетания в комбинированных устройствах ШВ при наличии рециркуляции горячего воздуха на сторону всасывания вентилятора

$$\bar{t}'_1 = \frac{\beta'_{вп}\,t_{вс} + \beta_{рец}\,\bar{t}_{з.в}}{\beta'_{вп} + \beta_{рец}} + \Delta t_{вен}, \qquad (I0)$$

то же на стороне нагнетания до калорифера:

$$\bar{t}'_1 = \frac{\beta'_{вп}\,(\bar{t}_{в.с} + \Delta t_{вен}) + \beta_{рец}\,\bar{t}_{з.в}}{\beta'_{вп} + \beta_{рец}}, \qquad (II)$$

где $\bar{t}_{з.в}$ – температура горячего воздуха после воздухоподогревателя, °С (согласно тепловому расчету котла).

В подобном же случае при наличии рециркуляции теплого воздуха, нагретого в калорифере, на сторону всасывания:

$$\bar{t}'_1 = \frac{\bar{t}_{вс} + \mu_{рец}\,\bar{t}''_1}{1 + \mu_{рец}} + \Delta t_{вен}, \qquad (I2)$$

то же на сторону нагнетания до калорифера:

$$\bar{t}'_1 = \frac{(\bar{t}_{в} + \Delta t_{вен}) + \mu_{рец}\,t''_1}{1 + \mu_{рец}}, \qquad (I3)$$

где $\bar{t}''_1$ – температура воздуха за калорифером.

В том случае, когда комбинированная схема включает рециркуляцию горячего воздуха на сторону всасывания и рециркуляцию теплого воздуха после калорифера на сторону всасывания

$$\bar{t}'_1 = \frac{\bar{t}_{вс} + \beta_{рец}\,\bar{t}_{з.в} + \mu_{рец}\,\bar{t}''_1}{(1 + \mu_{рец})(\beta'_{вп} + \beta_{рец})}. \qquad (I4)$$

9.9. При двухступенчатой замкнутой калориферной установке температура воздуха на входе одинакова для обеих ступеней (см.рис.9,*а*) и находится по формуле

$$\bar{t}'_1 = \frac{\bar{t}_{вс} + \mu_{рец}\,\bar{t}''_{всп}}{1 + \mu_{рец}} + \Delta t_{вен}, \qquad (I5)$$

где $\bar{t}''_{всп}$ – температура нагретого воздуха после первой вспомогательной ступени калорифера.

При двухступенчатой замкнутой установке и подаче воздуха во вспомогательную ступень специальным вентилятором низкого давления температура воздуха перед этой ступенью определяется по формуле

$$\bar{t}'_1 = \frac{\bar{t}_{вс} + \mu_{рец}\,t''_{всп}}{1 + \mu_{рец}} + \Delta t_{всп}, \qquad (I6)$$

$\Delta t_{всп}$ – подогрев воздуха в рециркуляционном вентиляторе, °С.

9.I0. При двухступенчатой разомкнутой установке ШВ средняя температура воздуха на входе в основной калорифер второй ступени определяется по формуле

$$\bar{t}'_1 = t_{кот} + \Delta t_{вен}, \qquad (I7)$$

где $\bar{t}_{кот}$ – средняя температура помещения станции на отметке забора воздуха (см.разд.I2).

Средняя температура воздуха на входе в калорифер первой ступени в разомкнутом устройстве ШВ с аэрацией при их установке в вентиляционных проемах равна средней температуре наружного воздуха

$$\bar{t}'_1 = \bar{t}_{нар}. \qquad (I8)$$

При установке этих калориферов в помещении с наличием частичной рециркуляции воздуха (из помещения) на вход температура воздуха перед калориферами может быть подсчитана по формуле

$$\bar{t}'_1 = \frac{t_{нар} + \mu' t_{пом}}{1 + \mu'_{рец}}, \qquad (I9)$$

$\mu'_{рец}$ – доля воздуха, забираемого из помещения ($\mu'_{рец} \geqslant 0{,}5$);

$t_{пом}$ – температура воздуха в помещении.

9.II. Уравнение теплообмена применительно к определению поверхности нагрева ($м^2$) калорифера имеет вид

$$H_п = \frac{Q}{K\,\Delta\bar{t}}, \qquad (20)$$

где Q – количество тепла, переданное в калориферах, определяется по формуле (I), Вт (ккал/ч);

$H_п$ – полная расчетная поверхность нагрева (включая оребрение), $м^2$;

K – коэффициент теплопередачи, отнесенный к расчетной поверхности нагрева, Вт/($м^2$К) [ккал/($м^2$·ч·°С)];

$\Delta\bar{t}$ – температурный напор, °С.

9.I2. Коэффициент теплопередачи для пучков труб с проволочным оребрением при поперечном наружном его омывании воздушным потоком определяется по формуле Вт/($м^2$К) [ккал/($м^2$·ч·°С)]

$$K = \xi\,\frac{\alpha_{пр}\,\alpha_2}{\alpha_{пр}\,\frac{\Delta H_п}{\Delta H_{вн}} + \alpha_2}, \qquad (2I)$$

где ξ – коэффициент использования, учитывающий влияние загрязнений и отложений, принимаемый равным 0,95;

$\alpha_{пр}$ – приведенный коэффициент теплоотдачи от воздуха к проволочно оребренной поверхности Вт/(м²К) [ккал/(м²·ч·°С)];

α_2 – коэффициент теплоотдачи от пара, пароводяной смеси или воды к внутренней поверхности труб, Вт/(м²К) [ккал/(м²·ч·°С)];

ΔH_n – полная наружная удельная поверхность оребрений трубки, м²/м;

$\Delta H_{вн}$ – внутренняя удельная поверхность несущей трубки, м²/м (в расчете на 1 м длины).

Значения ΔH_n и $\Delta H_{вн}$ для разных типов трубок даны в табл.1.

Для некоторых типов секций с проволочным оребрением коэффициент теплопередачи может быть найден по кривым рис.20,21.

9.13. Приведенный коэффициент теплоотдачи от воздуха к поверхности с проволочным оребрением равен, Вт/(м²·К) [ккал/(м²·ч·°С)]

$$\alpha_{пр} = \psi \alpha_K \left[E \frac{\Delta H_p}{\Delta H_n} + \frac{\Delta H_{пр}}{\Delta H_n} \right], \quad (22)$$

где α_K – коэффициент теплоотдачи конвекцией, отнесенный к полной поверхности оребренной трубы, Вт/(м²·К) [ккал/(м²·ч·°С)];

ψ – коэффициент, учитывающий неравномерность теплоотдачи поверхности ребер, принимается для проволочных оребрений равным 0,85;

ΔH_p – удельная поверхность оребрения, м²/м (табл.1);

$\Delta H_{пр}$ – удельная поверхность гладкотрубной части, м²/м (см.табл.1);

E – коэффициент эффективности ребер, равный

$$E = \frac{th(mh)}{mh},$$

здесь

$$mh = 2h \sqrt{\frac{0,85 \alpha_K}{\lambda_{ст} d_0}};$$

h – высота оребрения, м;

d_0 – диаметр проволоки, равный 0,0005 м;

$\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности стали, принимаемый постоянным и равным 63,6 Вт/(м²К) (39 ккал/м·ч·°С);

$th(mh)$ – гиперболический тангенс [18], табл. II-13):

mh	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$th(mh)$	0,281	0,38	0,462	0,537	0,604	0,664	0,716
mh	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	
$th(mh)$	0,762	0,801	0,834	0,862	0,885	0,905	

Для перехода от конвективного к приведенному коэффициенту теплоотдачи используется рис.22.

9.14. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном и косом омывании многорядных ($Z > 3$) шахматных пучков труб с проволочным оребрением, отнесенный к полной поверхности, определяется по формуле

$$\alpha_K = 2,55 \beta_\alpha \frac{\lambda}{S_1} \left(\frac{S_1}{d}\right)^{-0,2} \left(\frac{S_2}{d}\right)^{-0,2} \left(\frac{\ell_0}{h}\right)^{0,24} \left(\frac{d}{S_в}\right)^{-0,6} \left(\frac{wS_в}{\nu}\right)^{0,6}, \quad (23)$$

где d – наружный диаметр трубы, м;

$S_в$ – шаг витка, м;

h – высота петли, м;

ℓ_0 – шаг петли, м;

S_1 – шаг между трубами ряда по ширине пучка, м;

S_2 – шаг между рядами труб в пучке, м,

w – скорость газов в узком сечении, м/с (см.п.9.15);

λ – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·К) [ккал/(м·ч·°С)] [18];

ν – коэффициент кинематической вязкости при средней температуре потока, м²/с [18];

β_α – поправочный коэффициент на угол атаки омывающего потока.

При углах атаки между осями подводящего воздушного короба и первым рядом труб пучка $\alpha = 60 \div 90^0$, $\beta_\alpha \approx 1,0$.

По этой формуле построена номограмма (рис.23):

$$\alpha_K = \alpha_н C_Z C_{ф}, \quad (24)$$

где $\alpha_н$ – коэффициент теплоотдачи, определяемый по номограмме в зависимости от скорости воздуха и геометрических параметров пучка и оребрения труб, Вт/(м²К) [ккал/(м²·ч·°С)];

C_Z – поправочный коэффициент на число рядов труб вдоль потока;

$C_{ф}$ – поправочный коэффициент на изменение физических свойств воздуха в зависимости от температуры.

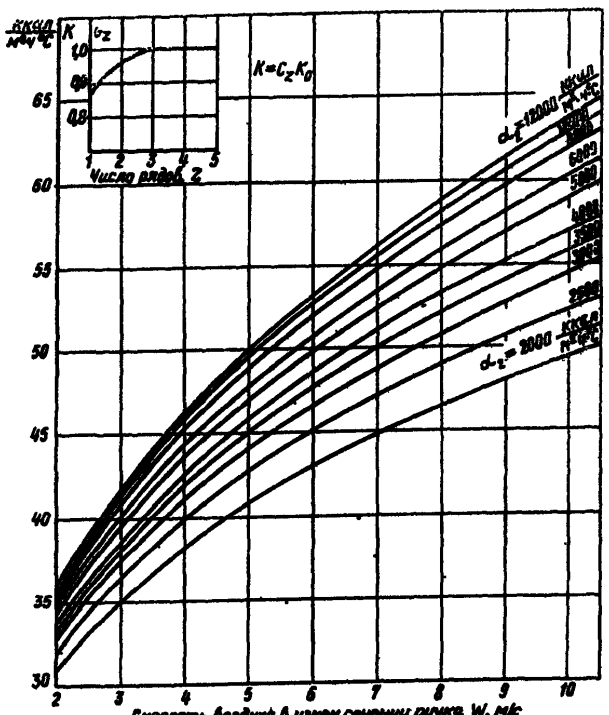


Рис.20. Коэффициент теплопередачи для шахматных пучков стальных труб со стальным проволочным оребрением (ВТИ-ТЭМЗ-II, $d_н \times \delta$ = 16х2,5 мм; S_1 = 34 мм; S_2 = 29 мм)

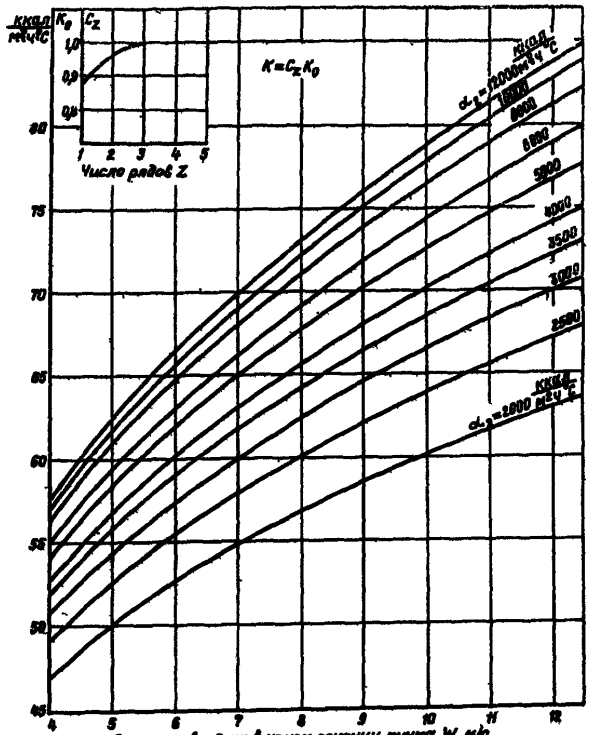


Рис.21. Коэффициент теплопередачи для шахматных пучков стальных труб со стальным проволочным оребрением (ВТИ-ТЭМЗ-III, $d_н \times \delta$ = 12хI,4 мм, S_1 = 28 мм, S_2 = 24 мм)

Примечания I. α_2 – коэффициент теплоотдачи с внутренней стороны от воды (пара).
– 2. Значения коэффициентов теплопередачи K действительны при перпендикулярном расположении поверхности нагрева к потоку воздуха.

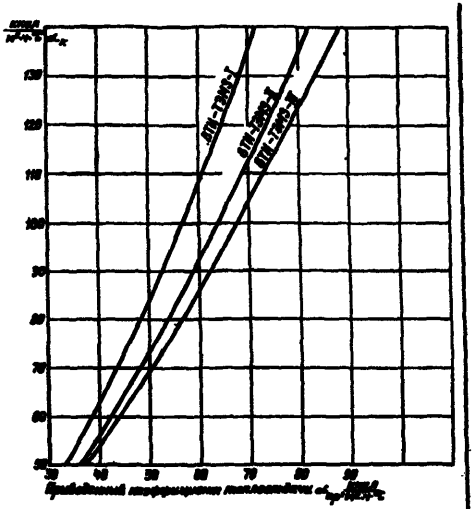


Рис.22. Зависимость приведенного коэффициента теплоотдачи стальных трубок со стальным проволочным оребрением типа ВТИ-ТЭМЗ-I, ВТИ-ТЭМЗ-II, ВТИ-ТЭМЗ-III от конвективного коэффициента теплоотдачи

9.I5. Расчетная скорость воздуха (м/с) в пучке калориферных трубок находится по формуле

$$W=\frac{V(\bar{t}_1+273)}{F_n\omega 273}, \qquad (25)$$

где V – объемный расход воздуха (при нормальных условиях) м^3/с,

$\bar{t}_1$ – средняя температура воздуха, °С;

$$\bar{t}_1=\frac{t_1''+t_1'}{2};$$

F_n – полное входное сечение по фронту ввода воздуха в панели, м^2;

$\omega=\frac{F}{F_n}$ – доля живого сечения от полного.

Для типовых секций проволочно оребренных труб значения ω приведены в табл.2.

9.I6. Коэффициент теплоотдачи при продольном течении некипящей воды или перегретого пара внутри труб определяется по формуле

$$\alpha_2=0{,}023\frac{\lambda}{d_{вн}}\left(\frac{W_{вн}d_{вн}}{\nu}\right)^{0{,}8}P_r^{0{,}4}, \qquad (26)$$

где λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м^{2}К) [ккал/(м·ч·°С)]; при средней температуре потока, определяемый для воды и пара, перегретого по табл.VI [I6];

ν – коэффициент кинематической вязкости, м^2/с $\nu=9{,}81\mu v$;

μ – коэффициент динамической вязкости при средней температуре потока, определяемый по табл.V [I6], МПа·С(кгс·с/м^2);

v – удельный объем воды или пара, м^3/кг;

P_r – критерий Прандтля при средней температуре потока, определяется по табл.VII [I6],

$d_{вн}$ – внутренний диаметр трубок калорифера, м;

$W_{вн}$ – расчетная скорость среды, определяемая по п.9.2I.

По этой формуле для нескольких типовых пучков построена номограмма (рис.24).

9.I7. Коэффициент при конденсации чистого водяного пара внутри горизонтальных труб при умеренной массовой скорости $20<(\rho W)_{см}\le 300$ кг/(м^2·с) определяется по формуле, приведенной в [20]:

$$\alpha_2=C\lambda'\left(\frac{W_{пл}d_{вн}}{4\nu'}\right)^{0{,}8}\left(\frac{d_{вн}}{l}\right)^{0{,}2}\left(\frac{g}{\nu'a'}\right)^{0{,}25}, \qquad (27)$$

где C – эмпирический коэффициент, зависящий от материала трубы и состояния поверхности конденсации, равный 0,02 для труб из углеродистой стали;

λ' – коэффициент теплопроводности воды на линии насыщения Вт/(м^2·К) [ккал/(м·ч·°С)];

ν' – коэффициент кинематической вязкости воды на линии насыщения, м^2/с;

a' – коэффициент температуропроводности воды по линии насыщения, м^2/с,

$\frac{l}{d_{вн}}$ – отношение длины трубы между коллекторами к ее внутреннему диаметру, определяемое по конструктивным характеристикам;

$W_{пл}$ – скорость конденсата на выходе, м/с;

$(\rho W)_{см}$ – массовая скорость смеси в трубах, кг/м^2 (см.п.9.2I).

Для некоторых типов секций с проволочным оребрением значение коэффициента может быть найдено по рис.25.

9.I8. Коэффициент теплоотдачи при конденсации внутри вертикальных труб быстро движущегося сверху вниз чистого пара

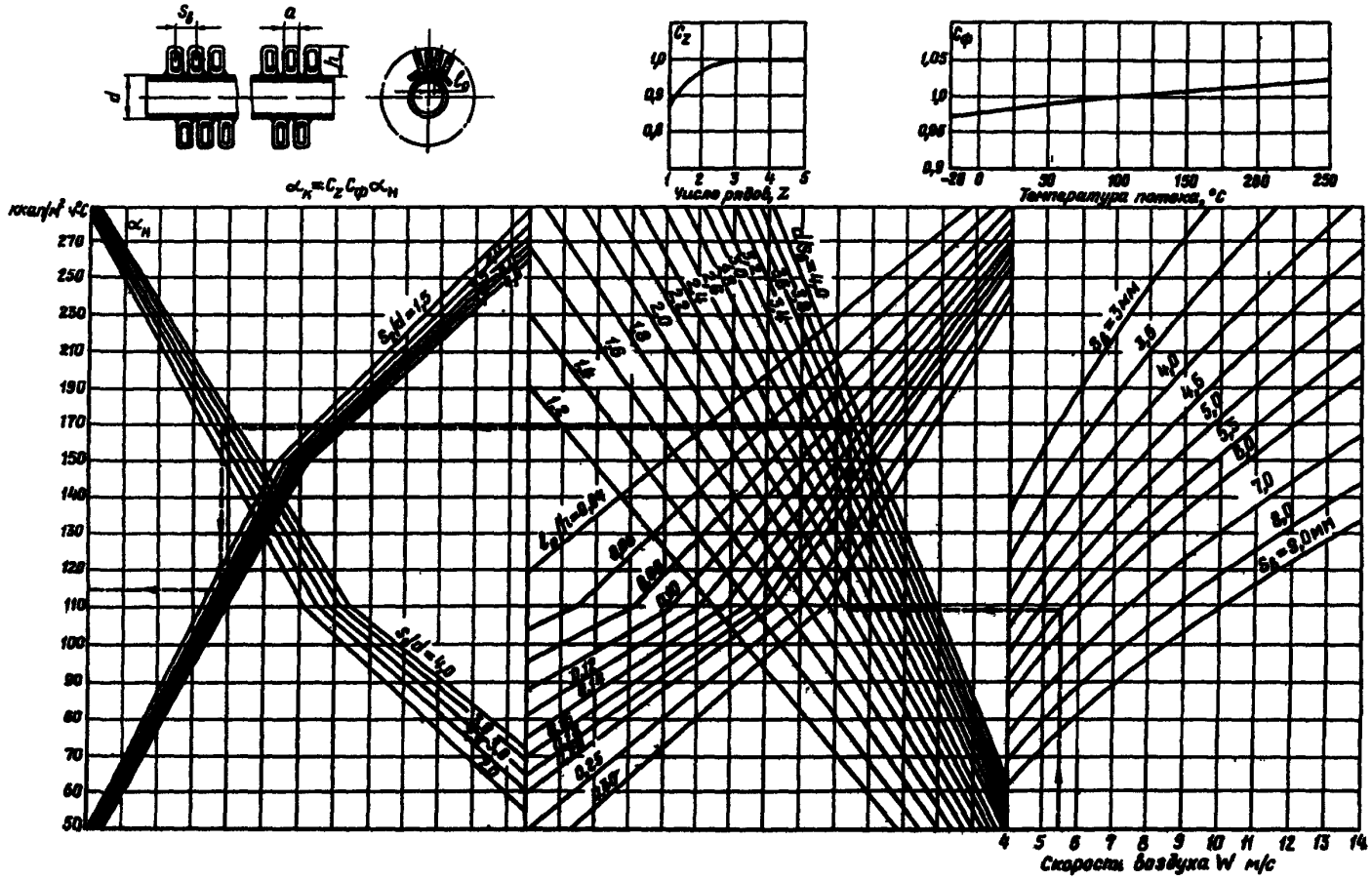


Рис.23. Конвективный коэффициент теплоотдачи шахматных пучков труб с проволочным оребрением

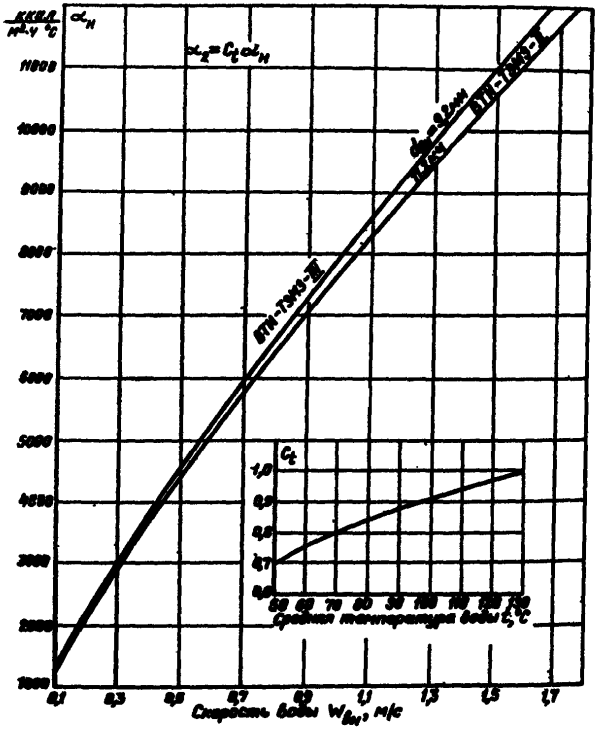


Рис.24. Коэффициент теплоотдачи при продольном омывании дня-некипящей водй

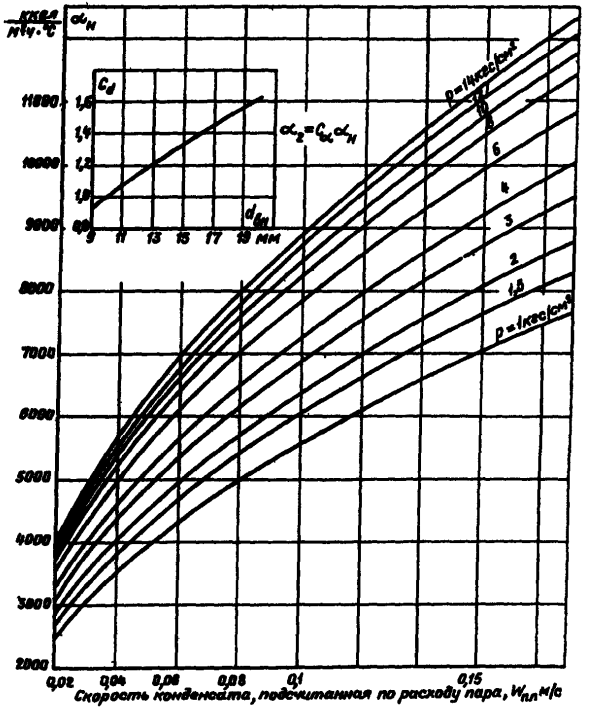


Рис.25. Коэффициент теплоотдачи при конденсации пара внутри горизонтальных труб (для змеевика с длиной труб 5,7 м - секции СО-110)

Примечание. Для секций СО-170 (длина змеевика 8,7 м) $\alpha_2 = 0,92 C_d \alpha_н$.

($\rho W > 300$ кг/м^2·с) определяется по формуле из [I9]

$$\alpha_{2,1} = 0{,}18 \frac{\lambda'}{d_{вн}} \left(\frac{W_{пл} d_{вн}}{4\nu'}\right)^{0{,}7} \rho_r^{0{,}4} \left(\frac{\rho'}{\rho''}\right)^{0{,}35}, \quad (28)$$

где ρ' и ρ'' – плотность воды и пара на границе насыщения, кг/м^3 (определяемая по табл. [I6]).

9.I9. Коэффициент теплоотдачи конденсирующего практически неподвижного пара ρW <20 кг/(м^{2}с) в вертикальной трубе определяется по формуле из [I9]

$$\alpha_{2,2} = 0{,}0\rho\lambda' \left(\frac{W_{пл} d_{вн}}{4\nu'}\right)^{1/8} \rho_r^{0{,}4} \left(\frac{g}{\nu' r}\right)^{1/3}. \quad (29)$$

9.20. Коэффициент теплоотдачи конденсирующего пара с умеренной скоростью ($20 < \rho W < 300$) внутри вертикальных труб энергетических калориферов можно определять по формуле из [I9]

$$\alpha_2 = \sqrt{\alpha_{2,1}^2 + \alpha_{2,2}^2}. \quad (30)$$

9.2I. Расчетная скорость среды (м/с), протекающей внутри трубы, находится по формулам:

для перегретого пара и воды

$$W_{вн} = \frac{D\upsilon}{3600 f_0 n}, \quad (3I)$$

где D – расход пара (воды), определяется по п.9.22), кг/ч;

υ – средний удельный объем среды, определяемый при средней температуре перегретого пара (воды) по таблицам, приведенным в [I6], кг/м^3;

f_0 – площадь живого сечения одной трубки для прохода пара (воды), м^2;

n – число параллельно включенных трубок;

для входа насыщенного пара

$$W_{вх} = \frac{D\upsilon''}{3600 f_0 n}, \quad (32)$$

для выхода конденсата

$$W_{вых} = \frac{D\upsilon'}{3600 f_0 n}, \quad (33)$$

где υ'', υ' – удельные объемы пара и воды при температуре насыщения и соответствующем давлении среды определяются по таблицам водяного пара, м^3/кг.

Средняя массовая скорость (кг/(м^{2}с) греющей среды определяется по формуле

$$\rho W = \frac{D}{3600 f_0 n}. \quad (34)$$

9.22. Расход греющей среды (кг/ч) находится по формулам:

для сухого насыщенного пара

$$D = \frac{Q}{r\eta}; \quad (35)$$

для слабовлажненного пара ($x \geqslant 0{,}95$)

$$D = \frac{Q}{(i'_{в.п} - i_к)\eta}; \quad (36)$$

для перегретого пара

$$D = \frac{Q}{(i_{п.п} - i_к)\eta}; \quad (37)$$

для воды

$$D = \frac{Q}{(i''_2 - i'_2)\eta}, \quad (38)$$

где η – коэффициент, учитывающий тепловые потери, принимаемый равным 0,98 (при нагрузках от 70 до I00%);

r – скрытая теплота парообразования, определяемая по табл. [I6] в зависимости от давления Дж/кг (ккал/кг);

$i_{п.п}$ – энтальпия перегретого пара на входе, ккал/кг, определяемая по термодинамическим таблицам, Дж/кг(ккал/кг),

$i_к$ – энтальпия конденсата пара, ккал/кг, находится по термодинамическим таблицам при температуре конденсата на выходе Дж/кг (ккал/кг);

i'_2, i''_2 – энтальпия воды соответственно на входе и выходе, Дж/кг (.кал/кг)

$$i'_{в.п} = i' + xr,$$

здесь i' – энтальпия воды при температуре насыщения, определяемая при входном давлении пара [I6] Дж/кг(ккал/кг);

x – массовое паросодержание пара.

9.23. Энергетические калориферы с проволочным оребрением обычно имеют перекрестно-противоточную схему. В этом случае температурный напор (°С) определяется по формуле

$$\Delta t = \psi \Delta t_{прт}, \quad (39)$$

где ψ – поправочный коэффициент на число ходов при перекрестном токе, находится по [I6] в зависимости от числа ходов и двух расчетных пара-

метров $R=\frac{\tau_б}{\tau_н}$ и $P=\frac{\tau_н}{\bar{t}_г''-\bar{t}_1'}$,

$\tau_б$ – полный перепад температур воздушного потока $(\tau_б=\bar{t}_1''-\bar{t}_1')$;

$\tau_н$ – полный перепад температур нагревающей среды $(\tau_н=\bar{t}_г''-\bar{t}_г')$

Для калориферов, работающих на насыщенном паре без переохлаждения конденсата, $\varphi = 1{,}0$,

$\Delta t_{прт}$ – температурный напор при чистом противотоке.

$$\Delta t_{прт}=\frac{\Delta t_б-\Delta t_м}{2{,}3\lg\frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}}, \qquad (40)$$

здесь $\Delta t_б$ – разность температур сред в том конце поверхности нагрева, где она больше, °С;

$\Delta t_м$ – разность температур на другом конце поверхности нагрева, °С.

Для водяных калориферов

$$\Delta t_б=\bar{t}_г''-\bar{t}_1';$$

$$\Delta t_м=\bar{t}_г''-\bar{t}_1''.$$

Для паровых калориферов (насыщенный пар)

$$\Delta t_б=t_{н.п}-\bar{t}_1';$$

$$\Delta t_м=t_{нп}-\bar{t}_1''.$$

9.24. Для калориферов, работающих на насыщенном паре без переохлаждения конденсата, температурный напор при противоточном и прямоточном направлении движения теплообменивающихся сред одинаков:

$$\Delta t=\Delta t_{прт}=\Delta t_{прп}$$

Для калориферов, работающих на слабо перегретом паре ($t_{п.п}-t_{нп}\leqslant 50$°С с малым переохлаждением конденсата ($\Delta t_{охл}<10$°С), температурный напор принимается максимальным ($\Delta t_{прт}$) по температуре насыщения при давлении пара на входе. При этом коэффициент теплоотдачи ($\alpha_г$) принимается по пп. 9.17–9.20, как для полной конденсации сухого пара.

Для калориферов, работающих на слабо увлажненном паре ($x_{вх}\geqslant 0{,}97$) с малым переохлаждением конденсата ($\Delta t_{охл}<10$°С), температурный напор и коэффициент теплоотдачи ($\alpha_г$) принимается как при использовании сухого пара.

9.25. Для калориферов, работающих на перегретом паре ($t_{п.п}-t_{н.п}>50$°С с наличием охлаждения конденсата, температурный напор определяется раздельно по участкам перегретого пара, пароводяной смеси и воды. Соответственно раздельно определяются и коэффициенты внутренней теплоотдачи. Для участков охлаждения перегретого пара и конденсата эти величины находятся по данным [16].

Для участков охлаждения перегретого пара и конденсата температурный напор находят в соответствии с п.9.23. При этом для перегретого пара можно принимать $\Delta t_б=t_{п.п}-\bar{t}_1'$; $\Delta t_м=t_{нп}-t_1'$, а для участков охлаждения конденсата $\Delta t_б=t_{нп}-\bar{t}_1'$; $\Delta t_м=t_к-\bar{t}_1''$.

Усредненный для всей поверхности калорифера температурный напор (°С) определяется по формуле из [16]:

$$\Delta t_{ср}=\frac{\Delta i_{п.п}+r+\Delta i_{охл}}{\frac{\Delta i_{п.п}}{\Delta t_{п.п}}+\frac{r}{\Delta t_{кон}}+\frac{\Delta i_{охл}}{\Delta t_{охл}}}, \qquad (41)$$

где $\Delta i_{п.п}=i_{п.п}-i_{н.п}$; $\Delta i_{охл}=i'-i_к$,

$i_{п.п}$ – энтальпия перегретого пара на входе, Дж/кг (ккал/кг);

$i_{н.п}$ – энтальпия сухого насыщенного пара, Дж/кг (ккал/кг);

i' – энтальпия воды на линии насыщения, Дж/кг (ккал/кг);

$i_к$ – энтальпия охлажденного конденсата на выходе, Дж/кг, (ккал/кг);

$\Delta t_{п.п}$, $\Delta t_{кон}$, $\Delta t_{охл}$ – температурные напоры по участкам, °С;

9.26. Усредненный коэффициент теплоотдачи (ккал/(м²ч·°С) для калориферов, работающих на теплоносителе с различным агрегатным состоянием, подсчитывается приближенно по формуле, Вт/(м²·К);

$$K=K_{п.п}\frac{H_{п.п}}{H}+K_{кон}\frac{H_{кон}}{H}+K_{охл}\frac{H_{охл}}{H}, \qquad (42)$$

где $K_{п.п}$, $K_{охл}$ – коэффициенты теплопередачи на участках перегрева пара и охлаждения воды, определяемые по пп. 9.12–9.16 в соответствии с указаниями [16];

$K_{кон}$ – коэффициент теплопередачи на участке конденсации, определяемый по пп.9.12–9.20;

$\frac{H_{п.п}}{H}$, $\frac{H_{кон}}{H}$, $\frac{H_{охл}}{H}$ – относительные поверхности нагрева ($м^2$) соответственно участков перегрева, конденсации и охлаждения, определяемые из соотношений

$$H_{п.п} + H_{кон} + H_{охл} = H;$$

$$\frac{H_{п.п}}{H_{кон}} = \frac{\Delta t_{п.п}}{r} \frac{K_{кон}\,\Delta t_{кон}}{K_{п.п}\,\Delta t_{п.п}}, \qquad (43)$$

$$\frac{H_{охл}}{H_{кон}} = \frac{\Delta t_{охл}}{r} \frac{K_{кон}\,\Delta t_{кон}}{K_{охл}\,\Delta t_{охл}}.$$

IO. МЕТОДИКА АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

IO.I. Расчетный воздушный тракт при проектировании ПВВ включает в себя воздуховоды, раздающие и собирающие камеры, поверхности нагрева, смесители, регулирующие и отключающие шиберы, конфузорные и диффузорные участки в пределах от дутьевых вентиляторов (воздуходувок) до воздухоподогревателя. При установке части калориферов на стороне всасывания дутьевых вентиляторов в расчет включаются соответствующие участки воздухоподводящей трассы.

IO.2. В основе аэродинамического расчета лежит уравнение полной потери статического давления на расчетных участках.

Потери статического давления Па($кгс/м^2$) для одноступенчатых устройств ПВВ, установленных на напорном воздуховоде, может быть представлена в виде суммы

$$\Sigma\Delta h''_{у} = \Sigma\Delta h''_{под} + \Delta h''_{кал} + \Sigma\Delta h''_{отв},$$

$$\Sigma\Delta h''_{под} = \Sigma\Delta h'_{тр} + \Sigma\Delta h'_{п} + \Delta h_{диф} + \Delta h''_{см}, \qquad (44)$$

$$\Sigma\Delta h''_{отв} = \Sigma\Delta h''_{тр} + \Sigma\Delta h''_{п} + \Delta h_{конф} + \Delta h''_{см},$$

где $\Sigma\Delta h''_{под}$ – полная потеря статического давления на всех участках от дутьевых вентиляторов до калорифера, МПа ($кгс/см^2$);

$\Sigma\Delta h''_{отв}$ – полная потеря статического давления на всех участках от калорифера до воздухоподогревателя, Па ($кгс/м^2$);

$\Delta h''_{кал}$ – потери статического давления в калориферах, Па ($кгс/м^2$);

$\Delta h'_{тр}, \Delta h''_{тр}$ – потери давления на трение в прямых каналах соответственно подводящей и отводящей систем, Па($кгс/м^2$);

$\Sigma\Delta h'_{п}, \Sigma\Delta h''_{п}$ – потери давления в местных сопротивлениях (повороты, шибера, направляющие устройства и др.) соответственно подводящей и отводящей систем, Па($кгс/м^2$);

$\Delta h''_{см}$ – потери давления в смесителях, Па($кгс/м^2$);

$\Delta h_{диф}, \Delta h_{конф}$ – потери давления в диффузорных и конфузорных участках, Па ($кгс/м^2$).

Эти величины определяются в соответствии с [17,20] и с учетом последующих указаний.

IO.3. Полная потеря статического давления в замкнутой двухступенчатой установке при последовательном включении калориферов по воздушной стороне должна определяться по формулам:

для схемы с включением первой ступени на всасывающей стороне вентиляторов

$$\Sigma\Delta h_{у} = \Sigma\Delta h''_{у} + \Sigma\Delta h^{в}_{у},$$

$$\Sigma\Delta h^{в}_{у} = \Sigma\Delta h^{в}_{под} + \Delta h^{в}_{кал} + \Sigma\Delta h^{в}_{отв}; \qquad (45)$$

где $\Sigma\Delta h^{в}_{под}$ – полная потеря статического давления на всех участках от забора воздуха до калорифера, Па ($кгс/м^2$);

$\Delta h^{в}_{кал}$ – то же в поверхностях нагрева калорифера первой ступени, Па($кгс/м^2$);

$\Sigma\Delta h^{в}_{отв}$ – то же на соединительном воздуховоде от калорифера до дутьевого вентилятора, Па($кгс/м^2$).

Для схем с включением вспомогательной ступени на байпасе напорного воздуховода расчет аэродинамического сопротивления этой части ПВВ производится автономно в пределах присоединительных его сечений по воздушному тракту.

IO.4. Полные потери статического давления в устройствах ПВВ разомкнутого типа рассчитываются отдельно для всех элементов первой и второй ступеней.

В случае сочетания функции в первой ступени предварительного подогрева котельного воздуха и вентиляции станционных помещений аэродинамические расчеты ПВВ должны выполняться с учетом рекомендаций [21].

10 5. Суммарные потери от трения и местные сопротивления воздушных каналов рассчитываются по формуле

$$\Delta h_{уч} = \Delta h_{тр} + \Sigma \Delta h_{м} = (\lambda_0 l + \Sigma \xi_{м}) \frac{\bar{W}^2 \bar{\rho}}{2g} = z_{уч} \frac{\bar{W}^2 \rho}{2g}, \quad (46)$$

где λ_0 – приведенный коэффициент трения, 1/м, принимаемый по данным [17], $м^{-1}$,

l – длина участка, м,

$\xi_м$ – коэффициенты местного сопротивления, принимаемые по данным [17, 21];

$z_{уч}$ – полный коэффициент сопротивления участка,

$\bar{\rho}$ – средняя плотность воздуха, принимаемая по средней температуре воздуха на данном участке, $кг/м^3$;

$\bar{W}$ – скорость воздуха в рассчитываемом участке канала, м/с.

Скорость воздуха определяется по средней температуре воздуха на участке.

10.6. Расчет сопротивления калориферов воздуха производится в соответствии с рекомендациями норм аэродинамического расчета [17]

10.7. Воздушное сопротивление собственно калориферов ($кгс/м^2$) определяется по формуле

$$\Delta h_{кал} = K_3 \Delta h_0 z,$$

где z – число рядов труб по ходу воздуха;

Δh_0 – сопротивление одного ряда труб, $кгс/м^2$;

K_3 – коэффициент, учитывающий загрязнение поверхности нагрева.

При нормальной эксплуатации $K_3 = 1{,}1$.

При заборе запыленного воздуха $K_3 = 1{,}25$.

Потери статического давления в одном ряду труб определяется по формуле

$$\Delta h_0 = 2{,}8 k_{\alpha}' \frac{w^2}{g} \gamma \left(\frac{s_1}{d}\right)^{-0{,}62} \left(\frac{s_2}{d}\right)^{-0{,}3} \left(\frac{l_0}{s_0}\right)^{-0{,}333} \times \left(\frac{h}{s_0}\right)^{0{,}15} \left(\frac{d}{s_0}\right)^{0{,}6} \left(\frac{w s_1}{\nu}\right)^{-0{,}24} \quad (47)$$

По этой формуле построена номограмма (рис.26) Для нескольких типовых проволочно оребренных пучков труб построены отдельные графики (рис 27).

10.8. При проектировании скорость воздуха в узком сечении рекомендуется принимать на уровне 7 м/с

10 9. В многопоточных устройствах ШВ при параллельном включении отдельных элементов (панелей) расход воздуха по ним может быть не одинаковым.

Для определения расходов воздуха по отдельным панелям (потокам) необходимо выполнять подсчеты полных потерь статического давления для каждого из них при нескольких расходах воздуха (V = 0,3; 0,6; 1.0). По этим данным строится диаграмма зависимости $\Sigma \Delta h_{эл} = f(V)$. По суммарному графику для всех потоков определяется рабочий перепад давлений и расходы воздуха по каждому из элементов (потоков) Это позволяет определить коэффициент аэродинамической развязки между панелями

$$k_{л} = \frac{V_{л}}{\bar{V}_{л}}, \quad (48)$$

где $V_{л}$ – расход воздуха через данную панель, $м^3/ч$;

$\bar{V}_{л}$ – средний расход воздуха на панель, $м^3/ч$.

10.10. При окончательном выборе компоновки элементов ШВ следует стремиться к рациональному уменьшению суммарных потерь давления с учетом рекомендации

$\Delta h_{у} \leq$ 500 Па (50 $кгс/м^2$);

$\Delta h_{кал} \leq$ 250 Па (25 $кгс/м^2$).

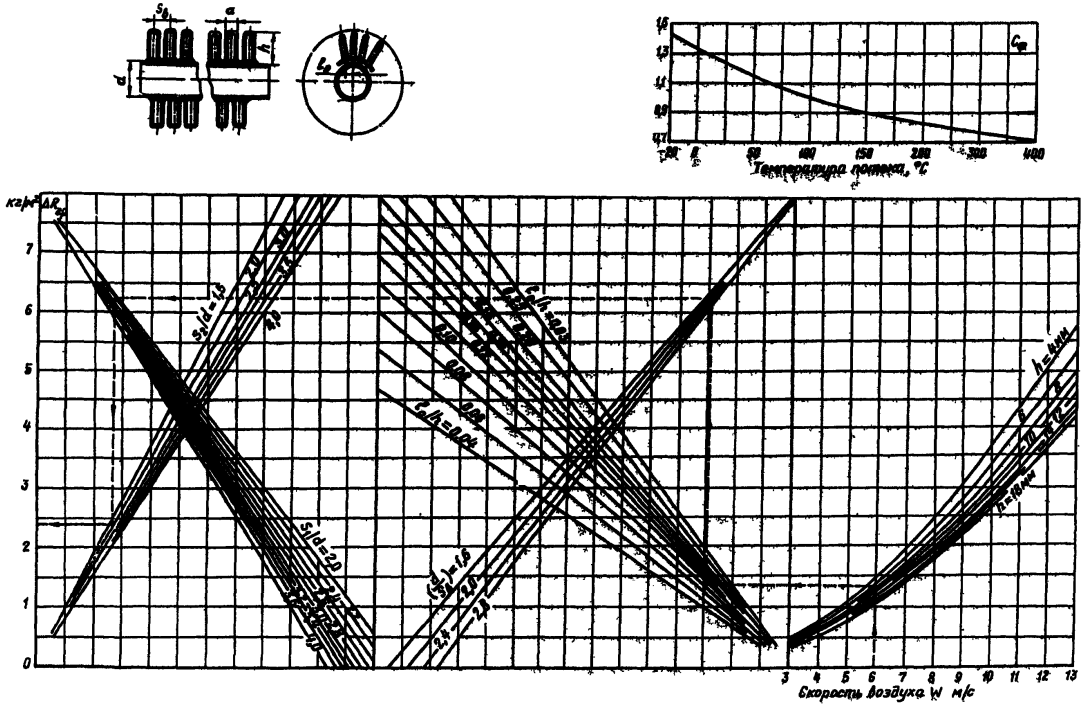


Рис 26 Коэффициент сопротивления одного ряда шахматных пучков труб с проволочным оребрением

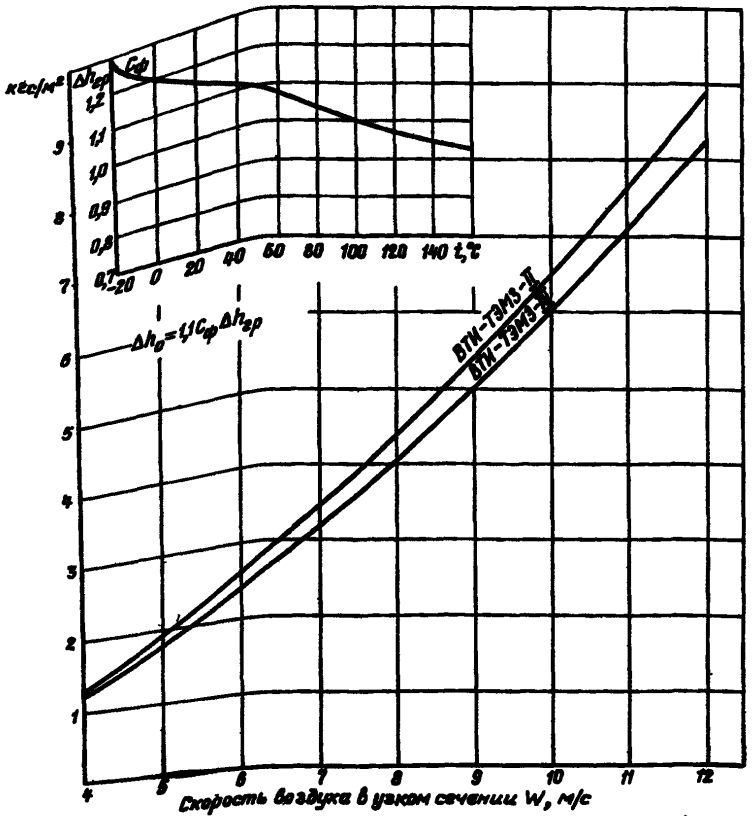


Рис.27. Сопротивление одного ряда шахматных пучков стальных труб со стальным проволочным оребрением (ВТИ-ТЭМЗ-II диаметром 16 мм, ВТИ-ТЭМЗ-III диаметром 12 мм)

Примечания. 1. Значения Δh_0 действительны при перпендикулярном расположении поверхности нагрева к потоку воздуха.
2. 1,1 – коэффициент, учитывающий эксплуатационный запас.

II. МЕТОДИКА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

II.1. Гидравлический расчет ПВВ производится для определения потерь давления по отдельным элементам, а также гидравлической разверки между панелями и условий предотвращения образования свободного уровня. Расчеты производятся при номинальной нагрузке, а по свободному уровню – при минимально длительной нагрузке.

II.2. В основе гидравлического расчета лежит уравнение полной потери статического давления Па (кгс/м^2) на расчетных участках:

для водяных калориферов:

$$\Delta p_{эл} = \Delta p_{тр} + \Delta p_{м} \pm \Delta p_{нив},$$

$$\Delta p_{тр} = \lambda \frac{l}{d} \frac{(w\rho)^2}{2g\rho}; \qquad (49)$$

$$\Delta p_{м} = \Sigma \zeta_{м} \frac{(w\rho)^2}{2g\rho},$$

$$\Delta p_{нив} = \Sigma h \rho,$$

$\Delta P_{тр}, \Delta P_м, \Delta P_{нив}$ – потери давления соответственно на трение, в местных сопротивлениях и нивелирный напор, кгс/м^2,

$\lambda \frac{l}{d}, \zeta_м$ – приведенный коэффициент соответственно трения и местных сопротивлений;

$W\rho$ – массовая скорость внутренней среды, кг/(м^2·с);

h – высота элемента, м.

Исходные данные принимаются по конструктивным характеристикам калориферов. Методика расчета принимается по [22]. Для всех элементов с однофазной средой расчет производится подобным образом.

II.3. Полный перепад давлений в паровых калориферах Па(кгс/м^2) может быть определен по формулам:

$$\begin{aligned}
\Delta P_{эл} &= \Delta P^{п}_{эл} + \Delta P^{см}_{эл} + \Delta P^{в}_{эл}, \\
\Delta P^{п}_{эл} &= \Delta P^{п}_{тр} + \Delta P^{п}_{м} - \Delta P^{п}_{нив}; \\
\Delta P^{см}_{эл} &= \Delta P^{см}_{тр} + \Delta P^{см}_{м} - \Delta P^{см}_{нив} - \Delta P^{см}_{уск}; \\
\Delta P^{в}_{эл} &= \Delta P^{в}_{тр} + \Delta P^{в}_{м} + \Delta P^{в}_{нив},
\end{aligned} \qquad (50)$$

где $\Delta P^{п}_{эл}, \Delta P^{см}_{эл}, \Delta P^{в}_{эл}$ – перепады давления на участках соответственно перегретого пара, пароводяной смеси и воды, Па(кгс/м^2);

$\Delta P^{п}_{тр}, \Delta P^{см}_{тр}, \Delta P^{в}_{тр}$ – потери давления на трение по участкам, Па(кгс/м^2);

$\Delta P^{п}_{м}, \Delta P^{см}_{м}, \Delta P^{в}_{м}$ – местные потери давления по участкам, Па(кгс/м^2);

$\Delta P^{п}_{нив}, \Delta P^{см}_{нив}, \Delta P^{в}_{нив}$ – нивелирные напоры на участках, Па (кгс/м^2);

$\Delta P^{см}_{уск}$ – потери давления на ускорение, Па(кгс/м^2).

Исходные данные находятся на основе материалов теплового расчета калориферов (см. разд.9). Для участка конденсации в горизонтальных трубах

$$\Delta P^{см}_{тр} + \Delta P^{см}_{м} = \varphi \zeta_{см} \frac{(W\rho)^2}{2g\rho} \left[1 + 0{,}5\left(\frac{\rho_ж}{\rho_п} - 1\right)\right], \qquad (51)$$

где φ – коэффициент, учитывающий влияние структуры, определяемый по формуле

$$\varphi = 0{,}0091\ Re_в^{0{,}35} \left(\frac{\rho_в}{\rho_п}\right)\left(\frac{l}{d}\right)^{0{,}15},$$

здесь $Re_в = 4G_п / \pi d \mu_в$,

$G_п$ – расход пара, кг/с;

$\mu_в$ – вязкость воды, Па·с (кгс·с/м^2);

$\frac{l}{d}$ – приведенный коэффициент гидравлического сопротивления;

$W\rho$ – массовая скорость пара, кг/(м^2·с),

$\rho_в, \rho_п$ – плотность воды и пара при температуре насыщения, кг/м^3.

II.4. При проектировании паровых калориферов массовую скорость греющей среды рекомендуется принимать для СО-110 30-50 кг(м^2·с), а для СО-170 50-80 кг(м^2·с).

При проектировании водяных калориферов скорость воды в трубах следует принимать на уровне 0,8-1,0 м/с.

II.5. Определение условий образования свободного уровня в вертикальных паровых калориферах рекомендуется производить по [13].

I2. ВЫБОР ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

I2.I. Надежную и эффективную работу воздухоподогревателей энергетические калориферы могут обеспечить, если при их проектировании правильно выбраны исходные данные по воздушному потоку и теплоносителю.

I2.2. Принимаемая при тепловом расчете калориферов (разд.9) температура воздуха, поступающего в установку ($t_{вс}$), зависит от температур окружающей среды ($t_{нар}$) и в котельном помещении ($t_{кот}$) и не должна быть ниже -5°С. При круглогодичном заборе воздуха дутьевыми вентиляторами из помещения котельного цеха

$$t_{вс} = t_{кот}. \qquad (52)$$

При этом для холодного времени года можно принимать в среднем $t_{кот} = 20 \div 30$°С.

При открытых компоновках ПВВ и постоянном заборе только наружного воздуха

$$t_{вс} = t_{нар} \qquad \text{(по п.I2.4)}.$$

I2.3. При смешанном заборе воздуха из котельного помещения и снаружи температура всасываемого воздуха рассчитывается по фор-

муле

$$t_{вс} = \alpha t_{нар} + (1-\alpha) t_{кот},$$

где α - доля воздуха, забираемого снаружи.

В зимнее время доля воздуха, поступающего с верха котельного помещения, зависит от схемы вентиляции главного корпуса и определяется по рекомендациям ТЭП [21]. При этом в случае использования механической вентиляции главного корпуса расчетная температура на стороне всасывания дутьевого вентилятора составит

$$t_{вс} = 0,1 t_{нар} + 0,9 t_{кот}. \quad (53)$$

При тепловом расчете калориферных установок, если нет специальных эксплуатационных данных или иных указаний, следует находить температуру на стороне всасывания по формуле

$$t_{вс} = 0,7 t_{нар} + 0,3 t_{кот}. \quad (54)$$

I2.4. При определении поверхности нагрева энергетических калориферных установок их тепловой расчет производится со средней наружной температуре ($t_{нар}$) наиболее холодной пятидневки в году.

В приложении на основе климатологических данных [23] приведены значения наружных температур по отдельным районам СССР в разное время года.

I2.5. Для разомкнутых двухступенчатых устройств ШВ температура воздуха при входе не должна быть ниже -I0°С [2I]. Поэтому при более низких температурах в короб подачи наружного воздуха следует дополнительно подавать теплый воздух из помещения (на уровне установки калориферов I-й ступени), в котором температура принимается равной 20°С:

$$t_{вс} = b t_{нар} + (1-b) t_{кот}, \quad (55)$$

где b - доля воздуха, забираемого снаружи:

$$b = \frac{30}{20 - t_{нар}}.$$

I2.6. Выбор средней температуры подогрева воздуха в калориферах ($t_1^п$) связан с обеспечением приемлемой (по условиям коррозии и золового заноса) температуры стенки в наиболее холодной (выходной по газам) части воздухоподогревателя при стационарных и переходных режимах работы котла.

Нормами ПТЭ [I5] предусмотрены следующие минимальные температуры воздуха перед воздухоподогревателями:

№ пп.	Вид топлива	Воздухоподогреватели	
		трубчатые	регенеративные
I.	Бурые угли с $S_{пр} \leq 0,4\%$, торф, сланцы	50	30
2.	Каменный уголь с $S_{пр} \leq 0,4\%$, антрациты	30	30
3.	Бурый уголь с $S_{пр} > 0,4\%$	80	60
4.	Каменный уголь с $S_{пр} > 0,4\%$	60	50
5.	Мазут с содержанием серы более 0,5%	II0	70
6.	Мазут с содержанием серы 0,5% и менее	90	50

В ряде случаев при специфических условиях работы оборудования на данном объекте (использование непроектного топлива, частые пуски и остановы котла, наличие аэродинамических неравномерностей в воздушном поясе) могут быть приняты более высокие значения температур перед воздухоподогревателем.

I2.7. Для обеспечения безопасной по условиям коррозии минимальной температуры стенки воздухоподогревателя в котлах на твердых и жидких высокосернистых топливах расчетная температура воздуха за устройствами ШВ должна быть значительно ниже минимальной [I5], (табл.п.I2.6).

I2.8. В газомазутных котлах с керамической насадкой в холодном слое РВП, а также в котлах со стеклянными трубчатыми воздухоподогревателями температура воздуха за калориферами должна быть не ниже 70°С.

I2.9. При определении технико-экономической эффективности предварительного подогрева воздуха в соответствии с рекомендациями [I] должна учитываться среднегодовая температура воздуха для электростанций, расположенной в заданном районе.

I3. НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ МОНТАЖА И РЕМОНТА

I3.I. Перед началом монтажных работ необходимо выполнить осмотр и контрольную гидравлическую опрессовку секции давлением 2,5 МПа (25 кгс/см^2).

I3.2. После монтажа обязательна опрессовка воздушного тракта под полным напором дутьевого вентилятора. При этом не

должно быть перетоков холодного воздуха в зазорах между секциями, между калориферной поверхностью нагрева и ограждениями установки по всему их периметру, а также в зонах креплений и присоединений змеевиков (труб) к коллекторам (на прямых участках).

I3.3. Следует предусмотреть схему для отмывки конденсатом или обессоленной водой внутренних поверхностей пароводяного тракта устройств ШВ. Сброс промывочных вод производить через специальные дренажные каналы в общестанционную систему.

I3.4. При проектировании и монтаже дренажных трубопроводов не следует допускать подъемных участков в трассе ниже нижней отметки калорифера. Конденсатоотводящие трубопроводы до расширителя должны иметь уклон не менее I/200. При открытых компоновках калориферов необходимо предусмотреть дополнительную ветку теплоносителя ("спутник") для предотвращения замерзания конденсата в зонах возможного охлаждения участков трубопроводов до температуры ниже 0°С. Во избежание затопления трубной системы калориферов расширитель должен обязательно быть снабжен автоматическим устройством для поддержания заданного уровня воды и иметь аварийный отвод конденсата. Для контроля за работой расширителя необходимо установить водомерное стекло, термометр, манометр и звуковую сигнализацию уровня в расширителе.

I3.5. Для выполнения монтажа и ремонтных работ для крупных калориферных установок следует предусмотреть кран-балку грузоподъемностью 5-7 т с перемещением крюка в трех плоскостях и другие механизмы.

I3.6. Ремонт энергетических калориферных установок на котлах большой мощности должен осуществляться путем замены дефектных панелей резервными. Замена панели целиком производится, как правило, при повреждении более I0% общей поверхности нагрева. Отгибка змеевиков может производиться лишь при крайней необходимости.

I3.7. Должно быть предусмотрено дистанционное управление основными паровыми (на входе пара) и конденсатными (на выходе конденсата) задвижками в калориферных установках с блочного щита.

I4. ОСНОВНЫЕ УКАЗАНИЯ ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ УСТАНОВОК ШВ

I4.I. При растопках котлов, оборудованных трубчатыми воздухоподогревателями (ТВП), еще до пуска дутьевых вентиляторов (ДВ) должны быть включены калориферы и линии рециркуляции горячего воздуха после ТВП на сторону всасывания ДВ. После включения ДВ постепенно повышается температура воздуха на входе в ТВП (за счет циркуляции воздуха по контуру ТВП-ДВ - калориферы - ТВП) и при достижении I00°С начинается растопка на мазуте [24].

I4.2. При пусках котлов, оборудованных РВП, предварительный разогрев набивки РВП перед огневой растопкой котла с использованием рециркуляции горячего воздуха на вход в калориферы недопустим (из-за опасности их загрязнения золой). Можно использовать рециркуляцию горячего воздуха с подачей его специальным вентилятором в воздуховод после калорифера.

При двухступенчатых калориферных установках достаточный уровень температуры нагрева воздуха перед ТВП может быть достигнут с помощью калориферов первой ступени.

I4.3. При растопках котлов на газе забор воздуха на котел производится из помещения. К моменту перехода на основное топливо подогрев воздуха повышается до проектного за счет включения в работу калориферов.

I4.4. Для обеспечения необходимой защиты воздухоподогревателя от коррозии и отложений при пониженных нагрузках устройства ШВ должны быть обеспечены резервным источником теплоснабжения (например, пар из отбора более высокого давления, из общестанционной магистрали, вода из бойлера).

I4.5. При пониженных нагрузках котлов уровень предварительного подогрева воздуха должен быть не ниже проектного при номинальной нагрузке.

I4.6. Контроль и регулирование температуры воздуха за калориферами рекомендуется осуществить в зоне его минимального подогрева. Эта зона выявляется путем измерения полей температур воздуха за калориферами.

I4.7. При нормальной эксплуатации котлов должен быть обеспечен контроль за всеми параметрами работы устройств ШВ (давление и температура греющей среды на входе и вы-

ходе, температура воздуха на входе и выходе, аэродинамическое сопротивление элементов, уровень воды в расширителе конденсата).

I4.8. Сброс загрязненных газовоздушных потоков в тракт до энергетических калориферов (рециркулирующий воздух после РВП, сброс воздуха из "теплого ящика") не разрешается.

I4.9. При остановке котла должен быть произведен тщательный дренаж воды из элементов калорифера. Особенно тщательно необходимо следить за удалением воды из труб при открытых компоновках ПШВ. При горизонтальных калориферах для полного удаления влаги следует использовать воздух от компрессора давлением не более I МПа (I0 кгс/см^2).

I4.I0. При остановах котлов и их водных обмывках воздушный тракт ПШВ должен быть отглушен во избежание увлажнения поверхности нагрева калориферов.

При размещении калориферов под трубчатыми воздухоподогревателями следует обеспечить их защиту от попадания обмывочных вод (перекрытие сечения настилами и проч.).

I4.II. При остановах устройств ПШВ в случае необходимости можно производить сухую очистку поверхностей нагрева калориферов компрессорным воздухом ($W \geqslant 8$ м/с).

I4.I2. При длительных остановах котлов следует производить консервацию калориферной установки с помощью средств, принятых на электростанции для предохранения котельных поверхностей нагрева.

I4.I3. При текущих и капитальных ремонтах следует проверять и восстанавливать целостность изоляции элементов напорного тракта ПШВ на участках подогретого воздуха.

I4.I4. Отключение части панелей калориферной установки с уменьшением температуры подогрева воздуха ниже проектной существенно снизит надежность и длительность работы компании воздухоподогревателей.

I4.I5. В эксплуатации и при остановах устройств ПШВ следует удалять должное внимание устранению местных перетечек холодного воздуха помимо поверхностей нагрева калориферов. Уплотнения в зоне компенсаторов и между секциями должны исключить "холостые" перетоки воздуха.

Приложение

ДАННЫЕ ПО ТЕМПЕРАТУРАМ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА ДЛЯ РЯДА РАЙОНОВ СССР, °С

Наименование пунктов	Средняя за год	Абсолютный минимум	Абсолютный максимум	Средняя наиболее холодных суток	Средняя наиболее холодной пятидневки
Алтайский край:					
Бийск	0,5	-53	39	-42	-36
Кош-Агач	-6,7	-62	3I	-54	-46
Амурская обл.:					
Благовещенск	0	-45	4I	-37	-34
Средняя Нимка	-8,0	-58	36	-5I	-45
Архангельская обл.:					
Архангельск	0,8	-45	34	-36	-32
Амдерма	-7,0	-48	30	-40	-37
Астраханская обл.:					
Астрахань	9,4	-34	40	-26	-22
Башкирская АССР - Уфа	2,8	-42	40	-36	-29
Брянская обл. - Брянск	4,9	-42	38	-29	-29
Бурятская АССР:					
Кяхта	-0,5	-46	40	-37	-35
Улан-Удэ	-I,7	-5I	40	-42	-38
Владимирская обл. - Владимир	3,4	-48	37	-33	-27

Продолжение приложения

Наименование пунктов	Средняя за год	Абсолютный минимум	Абсолютный максимум	Средняя наиболее холодных суток	Средняя наиболее холодной пятидневки
Волгоградская обл. Волгоград	7,6	-35	42	-29	-22
Вологодская обл. - Вологда	2,2	-48	35	-35	-31
Горьковская обл. - Горький	3,1	-41	37	-33	-30
Дагестанская АССР - Дербент	12,5	-21	38	-12	-9
Ивановская обл. - Иваново	2,7	-46	38	-33	-28
Иркутская обл.:					
Иркутск	-1,1	-50	36	-40	-38
Наканно	-8,6	-61	36	-55	-51
Кабардино-Балкарская АССР - Нальчик	8,8	-31	40	-21	-17
Калининградская обл.- Калининград	6,8	-33	36	-22	-18
Калмыцкая АССР - Элиста	8,6	-34	43	-27	-23
Калужская обл.- Калуга	3,8	-46	38	-31	-26
Камчатская обл.:					
Петропавловск-Камчатский	1,9	-34	31	-24	-20
Верхние Пенжины	-10,1	-64	34	-49	-47
Карельская АССР - Петрозаводск	2,6	-40	35	33	-29
Кемеровская обл.:					
Новокузнецк	0,7	-52	38	-41	-38
Центральный	-0,6	-51	36	-38	-35
Кировская обл. - Киров	1,5	-45	37	-35	-31
Коми АССР:					
Сыктывкар	0,4	-51	35	-40	-36
Усть-Цильма	-2,5	-55	34	-50	-44
Краснодарский край - Новороссийск	12,7	-24	39	-19	-13
Красноярский край:					
Красноярск	-0,5	-53	38	-44	-40
Игарка	-8,7	-64	33	-53	-48
Куйбышевская обл.- Куйбышев	3,8	-43	39	-36	-27
Курганская обл. - Курган	0,8	-49	40	-39	-34
Ленинградская обл. - Ленинград	4,3	-36	33	-28	-25
Магаданская обл:					
Магадан	-4,7	-50	30	-37	-35
Омолон	-13,2	-63	31	-57	-53
Марийская АССР-Йошкар-Ола	2,3	-47	38	-36	-33
Московская обл.-Москва	4,8	-40	38	-32	-25
Мурманская обл.-Мурманск	0,0	-36	33	-34	-28
Новосибирская обл.-Новосибирск	-0,1	-50	38	-42	-39
Омская обл.- Омск	0,0	-49	40	-41	-37
Оренбургская обл.- Оренбург	3,9	-42	42	-35	-29
Орловская обл. - Орел	4,6	-39	38	-30	-25
Пензенская обл.-Пенза	3,9	-43	38	-33	-27
Пермская обл.:					
Пермь	1,5	-45	37	-38	-34
Кизер	-0,9	-46	34	-39	-34
Приморский край - Владивосток	4,0	-31	36	-26	-25
Псковская обл.- Псков	4,6	-41	36	-31	-26

Продолжение приложения

Наименование пунктов	Средняя за год	Абсолютный минимум	Абсолютный максимум	Средняя наиболее холодных суток	Средняя наиболее холодной пятидневки
Ростовская обл.- Ростов-на-Дону	8,7	-33	40	-27	-22
Рязанская обл.-Рязань	3,9	-4I	38	-33	-27
Саратовская обл.-Саратов	5,3	-4I	40	-34	-25
Сахалинская обл.					
Холмск	4,0	-29	30	-2I	-I9
Курильск	4,3	-26	3I	-I7	-I5
Северо-Осетинская АССР-Орджоникидзе	7,9	-34	37	-I9	-I7
Свердловская обл.- Свердловск	I,2	-43	38	-38	-3I
Ставропольский край - Ставрополь	9,I	-36	40	-23	-I8
Татарская АССР:					
Казань	2,8	-47	38	-35	-3C
Бугульма	2,0	-44	38	-37	-3[illegible]
Томская обл.					
Томск	-0,6	-55	36	-44	-4[illegible]
Александровское	-2,6	-54	36	-49	-[illegible]
Тувинская АССР - Кызыл	-4,5	-58	38	-56	-[illegible]
Тюменская обл :					
Тюмень	I,3	-50	40	-4I	-35
Сургут	-3,I	-55	34	-48	-40
Удмуртская АССР - Воткинск	2,0	-49	38	-37	-34
Ульяновская обл. - Ульяновск	3,2	-48	40	-36	-3I
Хабаровский край:					
Хабаровск	I,4	-43	40	-34	-32
Вяземский	I,I	-48	40	-35	-3I
Челябинская обл..					
Челябинск	2,0	-45	39	-35	-29
Бредь	I,4	-46	4I	-38	-34
Чечено-Ингушская АССР	I0,I	-33	4I	-23	-I6
Читинская обл					
Чита	-2,7	-49	4I	-4I	-38
Чара	-7,8	-57	35	-50	-46
Чувашская АССР - Чебоксары	2,9	-44	38	-35	-32
Якутская АССР·					
Олекминск	-6,7	-59	36	-53	-52
Якутск	-I0,3	-64	38	-58	-55
Верхоянск	-I5,7	-68	35	-63	-60
Ярославская обл.- Ярославль	2,7	-46	36	-35	-3I
Винницкая обл. - Винница	6,7	-36	38	-26	-2I
Днепропетровская обл. - Днепропетровск	8,5	-34	40	-26	-24
Житомирская обл - Житомир	6,8	-35	38	-25	-2I
Закарпатская обл. - Ужгород	9,6	-28	40	-22	-I8
Киевская обл. - Киев	7,2	-32	39	-26	-2I
Крымская обл. - Симферополь	I0,2	-29	40	-20	-I6
Николаевская обл. - Николаев	9,6	-30	40	-22	-I9
Полтавская обл. - Полтава	7,0	-37	38	-27	-22
Херсонская обл. - Херсон	9,8	-32	39	-22	-I8
Брестская обл - Брест	7,4	-36	37	-24	-20

Продолжение приложения

Наименование пунктов	Средняя за год	Абсолютный минимум	Абсолютный максимум	Средняя наиболее холодных суток	Средняя наиболее холодной пятидневки
Витебская обл. - Витебск	5,1	-41	36	-31	-26
Гродненская обл.	6,5	-35	36	-25	-21
Андижанская обл. - Андижан	13,5	-29	44	-16	-15
Ташкентская обл. - Ташкент	13,3	-30	44	-18	-15
Актюбинск	3,6	-48	43	-37	-31
Алма-Атинская обл. - Алма-Ата	8,7	-38	42	-28	-25
Курск	7,4	-46	45	-35	-29
Восточно-Казахстанская обл.:					
Усть-Каменогорск	3,0	-49	41	-39	-33
Зыряновск	-1,5	-51	40	-44	-41
Гурьевская обл. - Гурьев	8,0	-38	45	-30	-24
Джамбулская обл. - Джамбул	9,0	-41	44	-31	-24
Уральская обл. - Уральск	4,4	-43	42	-33	-30
Карагандинская обл.:					
Караганда	2,3	-49	40	-35	-32
Джезказган	4,3	-50	43	-36	-33
Кзыл-Ординская обл. - Кзыл-Орда	9,0	-38	46	-39	-36
Целинный край - Целиноград	1,4	-52	42	-39	-35
Семипалатинская обл.:					
Семипалатинск	3,2	-49	42	-39	-36
Баянаул	0,3	-55	40	-39	-35
Чимкентская обл. - Чимкент	11,9	-34	44	-22	-17
Грузинская ССР - Тбилиси	12,7	-23	40	-10	-7
Азербайджанская ССР - Баку	14,4	-13	40	-6	-4
Литовская ССР - Вильнюс	6,2	-37	35	-25	-23
Молдавская ССР - Кишинев	9,4	-32	39	-20	-15
Латвийская ССР - Рига	5,6	-35	34	-25	-20
Киргизская АССР:					
Фрунзе	9,8	-38	42	-27	-23
Нарын	2,5	-38	35	-31	-29
Таджикская ССР:					
Душанбе	14,2	-29	43	-17	-14
Мургаб	-1,0	-47	33		-34
Армянская ССР:					
Ереван	11,6	-31	41	-20	-19
Ленинакан	2,7	-37	30	-24	-22
Туркменская ССР:					
Ашхабад	16,3	-24	47	-14	-11
Ташауз	12,0	-33	45	-21	-17
Эстонская ССР:					
Таллин	5,0	-32	33	-25	-21
Пярну	5,2	-35	35	-26	-22

ЛИТЕРАТУРА

1. РТМ 24.030.50-75. Расчет эффективности предварительного подогрева воздуха на электростанциях. (ЦКТИ-ВТИ)

2. Тулин С.Н. Обобщение результатов исследования теплоотдачи и сопротивлений пучков труб с проволочным оребрением. - Теплоэнергетика, 1958, № 3.

3. Тулин С.Н., Саликов А.П. Трубки с проволочным оребрением для воздухоохладителей генераторов. - Электрические станции, 1959, № 6.

4. Локшин В.А., Тулин С.Н. Экспериментальная проверка обобщенных расчетных формул для трубок с проволочным оребрением - Вестник электропромышленности, 1963, № 7.

5. Тулин С.Н. Уточнение расчетных формул по теплоотдаче и сопротивлению пучков труб с проволочным оребрением. Энергомашиностроение, 1971, № 3.

6. А.С. 501251 (СССР). Парогазовый теплообменник (Локшин В.А., Тулин С.Н., Лахманлос А.И. - Опубл. в бюл. "Открытия. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки", 1976, № 4.

7. А.С. 333372 (СССР). Устройство для нагрева воздуха . Локшин В.А., Тулин С.Н. - Опубл. в бюл. "Открытия. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки", 1972, № 11.

8. Елисеева Н.Н., Лихачев М.В. Унификация компоновок парогенераторов. - Теплоэнергетика, 1976, № 4

9. А.С. 367316 (СССР). Устройство для нагрева воздуха (Локшин В.А., Тулин С.Н. - Опубл. в бюл. "Открытия. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки", 1973, № 8.

10. А.С. 308284 (СССР). Контактный теплообменник (Липец А.У., Локшин В.А., Хвах А.Х. - Опубл. в бюл. "Открытия, Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки", 1971, № 21.

11. Идельчик И.Е. Аэродинамика промышленных аппаратов. М.: Энергия, 1964.

12. Идельчик И.Б., Александров В.П. Исследование распределения пылегазового потока в раздающих коллекторах равномерно-переменного сечения. - Теплоэнергетика, 1979, № 2.

13. Локшин В.А. Образование свободного уровня в паровых прямотрубных теплообменных аппаратах. - Теплоэнергетика, 1974, № 11.

14. Локшин В.А., Тулин С.Н. Калориферная установка для подогрева воздуха вне котла. - Электрические станции, 1967, № 9.

15. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей. М. Энергия, 1977.

16. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). М.: Энергия, 1973

17. Аэродинамический расчет котельных установок. Л.: Энергия, 1977.

18. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1973.

19. РТМ 24.031.05-72. Методика и зависимости для теоретического расчета теплообмена и гидравлического сопротивления теплообменного оборудования АЭС. (ЦКТИ).

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

21. РТМ 34-9-ТЭП-77. Правила проектирования отопления и вентиляции главных корпусов тепловых электростанций. (ТЭП).

22. Гидравлический расчет котельных агрегатов (нормативный метод). М.. Энергия, 1978.

23. СНиП II-А.6-72. М.: Изд-во литературы по строительству. 1973.

24. А.с. 247318 (СССР). Способ защиты воздухоподогревателей от загрязнений и коррозии (Кроин Л.И., Лоскин В.А., Шестаков В.Н., Фомина В.Н. - Опубл. в бюл. "Открытия. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки", 1969, № 22.

О Г Л А В Л Е Н И Е

I. Общие положения ... 3

2. Основные требования, предъявляемые к энергетическим калориферным установкам ... 3

3. Конструкции энергетических калориферов из труб с проволочным оребрением ... 4

4. Компоновки энергетических калориферных установок ... 7

5 Тепловые схемы калориферных установок ... 9

6. Воздушные тракты ... 16

7. Паропроводящие тракты установок ПВВ ... 17

8. Выбор теплоносителя и оценка тепловой эффективности ... 18

9. Методика теплового расчета калориферных установок из труб с проволочным оребрением ... 20

IO. Методика аэродинамического расчета ... 30

II. Методика гидравлического расчета ... 33

I2. Выбор исходных данных для проектирования ... 34

I3. Некоторые вопросы монтажа и ремонта ... 35

I4. Основные указания по эксплуатации установок ПВВ ... 36

П р и л о ж е н и е. Данные по температурам наружного воздуха для ряда районов СССР, °С ... 37

Ответственный редактор Т.П.Леонова
Литературный редактор М.Г.Полоновская
Технический редактор Н.Д.Архипова
Корректор Н.Я.Кравец

Л 87697 | Подписано к печати 17 04.81 | Формат 60х84 1/8
Печ.л. 5,5 | Уч.-изд.л. 5,2 | Тираж 1500 экз
Заказ № 120/2/ | Издат. № 418/80 | Цена 78 коп.

Производственная служба передового опыта и информации Союзтехэнерго
105023, Москва, Семеновский пер., д.15
Участок оперативной полиграфии СПО Союзтехэнерго
117292, Москва, ул.Ивана Бабушкина, д.23, корп.2

gost.e-ecolog.ru