

«CuAl» v.2003.03 ($d_m=11,6$ мм) Professional.
 Программа расчета и подбора «CuAl» теплообменников фирмы «Вега».
 Все права защищены ООО «Вега», (с)1997,2003.

Воздухоохладитель

Исходные данные

Задача	Обратная
Типоряд	Специальный
Размеры фронтального сечения, мм	800x700
Число рядов медных трубок по ходу воздуха	08
Шаг алюминиевых пластин	2,5
Число ходов воды в потоке воздуха	10
Расположение зоны обслуживания	Правый
Взаимное направление течения сред	Противоток
Характер соединения с воздушной сетью	Встроенный
Ориентация медных трубок	Горизонтально
Внутренняя поверхность трубки	Гладкая
Расход воздуха объемный, м ³ /ч	5000
Барометрическое давление, мм рт.ст.	745
Температура воздуха начальная, °С	28,5
Отн. влагосодержание начальное, %	50,0
Энергоноситель	Вода
Расход энергоносителя массовый, кг/ч	6500
Температура энергоносителя начальная, °С	7,0

Результаты расчета («CuAl» v.2003.02 ($d_m=11,6$ мм) Professional)

Индекс	ВОВ243.1-080-070-08-2,5-10-1 D _н =56
Площадь фронтального сечения, м ²	0,560
Площадь теплообменной поверхности, м ²	90
Площадь сечения для прохода теплоносителя, м ²	0,001163
Масса сухого теплообменника, кг	55
Объем жидкости в заполненном теплообменнике, л	16

Параметры работающего теплообменника

Холодопроизводительность, кВт	37,7
Воздух	
Расход массовый, кг/ч	6000
Энтальпия, ккал/кг	14,4 / 9,0
Температура, °С	28,5 / 13,6
Влагосодержание абсолютное, г/кг	12,4 / 9,5
Влагосодержание относительное, %	50,0 / 96,5
Температура стенки, °С	8,6
Скорость массовая, кг/с/м ²	3,0
Падение давления, Па	153
Энергоноситель	
Расход массовый, кг/ч	6500
Расход объемный, м ³ /ч	6,49
Температура, °С	7,0 / 12,0
Скорость, м/с	1,6 / 1,4
Падение давления, кПа	36

Конструкция гидравлического тракта

- Группа 1: число отводов 10; число ходов 10
 Группа 2: число отводов 1; число ходов 12

Достаточно часто в бланк-заказах, получаемых фирмой «ВЕЗА», точка конечных параметров обрабатываемого в воздухоохладителях воздуха характеризуется относительной влажностью $\varphi \approx 70\%$. Попадание в эту точку практически всегда может быть обеспечено при двухэтапной обработке воздуха, когда вначале воздух охлаждается до точки с параметрами $d_{xx} = d_{xx}^0$ и $\varphi_{xx} \approx 95 - 97\%$, а затем догревается в воздухонагревателях второго подогрева. Наряду с этим способом существует возможность прямого попадания в требуемую точку при одноэтапной обработке. Правда, это можно сделать не во всех случаях, а лишь в тех, когда точка конечного состояния на $I - d$ -диаграмме будет располагаться ниже линии предельных состояний, которая представляет собой геометрическое место точек конечных состояний воздуха после обработки в воздухоохладителях с различной рядностью (например, $n_r = 2 - 12$) при скорости воды в трубах 2,0 м/с, при допустимой величине гидравлического сопротивления и минимальной тем-

температуре подаваемой воды. Начальная точка рассматриваемой кривой совпадает с начальными параметрами обрабатываемого воздуха. Такая кривая может быть достаточно просто получена с помощью программы «CuAl». При этом следует иметь в виду, что поддержание конечных параметров приточного воздуха при одноэтапной обработке требует применения специальных алгоритмов автоматического регулирования.

Еще одна возможность применения одностадийной обработки воздуха, также требующая определенных ограничений положения точек конечных состояний, правда, существенно более слабых (в этом случае необходимо лишь, чтобы конечные параметры обрабатываемого воздуха на $l-d$ -диаграмме лежали выше прямой, соединяющей точку начального состояния воздуха и температуры воды на кривой насыщения), будет рассмотрена в дальнейшем при решении задачи применения обводных каналов и воздушных клапанов для реализации процессов оптимального регулирования.

Программа «CuAl» позволяет проводить расчеты воздухоохладителей, работающих на водных растворах этилен- и пропиленгликоля. В этом случае можно существенно понизить начальную температуру раствора, поступающего в теплообменник, что, в свою очередь, увеличивает холодопроизводительность аппарата вследствие увеличения температурного и энтальпийного напоров между теплообмениваемыми средами. Однако величины Q_c возрастают не пропорционально увеличению напоров, так как применяемые теплоносители характеризуются сравнительно высокими значениями коэффициентов кинематической вязкости, причем чем выше концентрация раствора и чем ниже средняя его температура, тем выше ν . Повышение ν , в свою очередь, уменьшает величины коэффициентов теплоотдачи со стороны теплоносителя, что хорошо видно из рис. 3.13 – 3.15, на которых представлены зависимости $\alpha_c(w)$ при различных концентрациях водного раствора этиленгликоля и трех средних значениях температур раствора. Видно, что каждая из зависимостей $\alpha_c(w)$ состоит из двух участков. Первый – пологий, на нем коэффициенты теплопередачи очень слабо изменяются с ростом скорости теплоносителя, на втором наблюдается ошутимое практически линейное возрастание величин α_c . Длины пологих участков увеличиваются с ростом концентраций этиленгликоля и понижением средней температуры раствора. Отмеченные особенности связаны с тем, что на первом участке имеет место ламинарный режим течения, а на втором – переходный. По этой причине алгоритм программы при решении прямой задачи предусматривает выбор максимальных (с учетом задаваемых ограничений) скоростей движения теплоносителя в трубах.

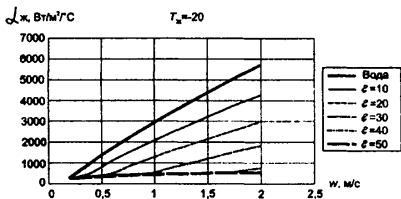


Рис. 3.13. Зависимости α_c от концентрации водного раствора этиленгликоля при $T_{ж} = -20^{\circ}\text{C}$

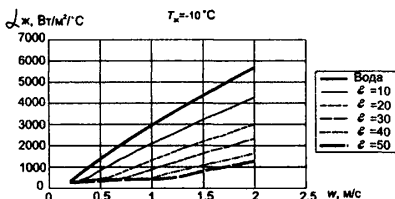


Рис. 3.14. Зависимости α_c от концентрации водного раствора этиленгликоля при $T_{ж} = -10^{\circ}\text{C}$

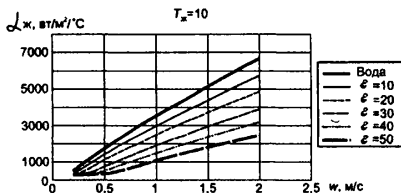


Рис. 3.15. Зависимости α_c от концентрации водного раствора этиленгликоля при $T_{ж} = 10^{\circ}\text{C}$

В табл. 3.25 приведены основные параметры воздухоохладителя ВВВ243.2-100-100-08-2,5-12-1, работающего на 20%-ном водном растворе этиленгликоля при трех температурах раствора на входе в теплообменник. Расход воздуха в рассматриваемом случае составляет $10000 \text{ м}^3/\text{ч}$, начальная энтальпия и влагосодержание воздуха равны соответственно $13,9 \text{ ккал/кг}$ и $11,0 \text{ г/кг}$. Во всех режимах гидравлическое сопротивление теплообменника не превышает 40 кПа .

РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА 20% -НОМ
ВОДНОМ РАСТВОРЕ ЭТИЛЕНГЛИКОЛЯ

Таблица 3.25

Теплоноситель	$T_{\text{вн}}$, °C	$I_{\text{вн}}$, кДж/кг	$d_{\text{вн}}$, г/кг	$t_{\text{вн}}$, °C	Q, кВт
Вода	5	34,8	8,7	10,2	79
Этиленгликоль, 20 %	2	31,0	7,9	8,2	91
Этиленгликоль, 20 %	5	36,0	9,0	10,8	75
Этиленгликоль, 20 %	- 10	20,5	5,7	1,8	126

Как видно из табл. 3.25, применение 20%-ного водного раствора этиленгликоля позволяет существенно увеличить холодопроизводительность воздухоохладителя (почти на 40%), причем опасность замерзания конденсата на теплопередающей поверхности исключена, так как температура внутренней поверхности труб в самом холодном месте превышает 0 °C. Следует также отметить, что в рассматриваемом варианте осушающая способность достаточно большая, что позволяет использовать воздухоохладители, работающие на водных растворах этиленгликоля, для осушки воздуха в различных технологических процессах.

3.2.4. РАСЧЕТ ФРЕОНОВЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ИСПАРЕНИЯ ТИПА ВОФ И ФРЕОНОВЫХ КОНДЕНСАТОРОВ ТИПА ВНФ

При решении задач расчета фреоновых теплообменников программа «CuAl» ориентирована на применение испарителей типа ВОФ в составе центральных кондиционеров КЦКП и конденсаторов в составе агрегатов воздушного охлаждения типа МАВО. При решении прямых задач подбора теплопередающих поверхностей испарителей ВОФ расчеты проводятся с учетом того, что система автоматического регулирования холодильной машиной имеет в своем составе терморегулирующий вентиль, обеспечивающий требуемые величины перегрева паров в испарителе. В этом случае исходными являются следующие данные: расход и начальные термодинамические параметры охлаждаемого воздуха, температуры характерных точек цикла работы холодильной машины в расчетном режиме и тип фреона, на котором она работает, размеры фронтального сечения теплообменника непосредственного испарения, а также конечная температура воздуха и допустимое отклонение от этой величины ΔT . Такая форма задания конечных параметров обрабатываемого воздуха является наиболее удобной из возможных и используется в подобных программах ведущих зарубежных фирм. С одной стороны, задание лишь конечных параметров воздуха по температуре как бы ориентирует ЭВМ на получение решений с холодопроизводительностью, близкой к явной холодопроизводительности, а с другой – задание величины ΔT позволяет расширить список получаемых решений и в тех случаях, когда в числе требуемых конечных параметров указывается желаемая величина относительной влажности обработанного воздуха, выбрать из их числа то решение, которое соответствует требуемым параметрам. В этом случае искомыми величинами являются число рядов испарителя и шаг установки пластин, массовый расход фреона, холодопроизводительность, аэродинамическое и гидравлическое сопротивления фреонового тракта, а также расчетное значение конечных параметров воздуха по энтальпии, температуре и абсолютному влагосодержанию.

В обратной задаче расчета испарителей типа ВОФ известными являются расходы воздуха и фреона, конструкция теплообменника (код теплообменника), начальные термодинамические параметры воздуха, а также все температуры характерных точек холодильного цикла. В этом случае в результате решения будут получены холодопроизводительность, аэродинамическое и гидравлическое сопротивления фреонового тракта, расчетное значение конечных параметров воздуха по энтальпии, температуре и абсолютному влагосодержанию и температура стенки внутренней поверхности трубки в наиболее холодной точке. Используя программу «CuAl», можно решать различные расчетные задачи. В частности, решая обратную задачу перебором расчетных вариантов, можно подобрать величину расхода воздуха, при которой рассматриваемый теплообменник имеет определенную холодопроизводительность.

Особенность решения прямой задачи при расчете фреоновых конденсаторов типа ВНФ состоит в том, что искомыми являются как код теплообменника (за исключением шага установки пластин), однозначно определяющий величину его теплопередающей поверхности, так и расход воздуха. Кроме того, в результате расчета должны быть определены величины теплопроизводительности, аэродинамического и гидравлического сопротивлений теплообменника, а также конечная температура воздуха после конденсатора. В число исходных данных входят начальная температура воздуха, расход фреона, характерные параметры холодильного цикла, шаг установки пластин, а также величина, ограничивающая предельное значение аэродинамического сопротивления.

Постановка и решение обратной задачи расчета конденсаторов является типичной для программы «CuAl». Расчеты прямых и обратных задач для фреоновых конденсаторов целесообразно проводить, используя базовые ряды «ГОСТ» или «Расширенный».

В качестве примера решения прямых и обратных задач по программе «CuAl» выполним расчет по подбору воздухоохладителя и конденсатора с воздушным охлаждением для холодильной машины, имеющей холодопроизводительность в расчетном режиме, близкую к 53,0 кВт. Известными являются параметры воздуха на входе в испаритель холодильной машины, направление луча процесса в обслуживаемом помещении (т.е. теплопритоки и количество выделяемой влаги), расход воздуха, равный 10000 м³/ч и параметры воздуха в самом помещении (точки Н, К и П на рис. 3.16). Расчетный режим холодильной машины определяется параметрами холодильного цикла парокompрессионной машины, приведенными на рис. 3.17.

Все основные данные и результаты приведены в представленных ниже протоколах расчета и табл. 3.26 и 3.27.

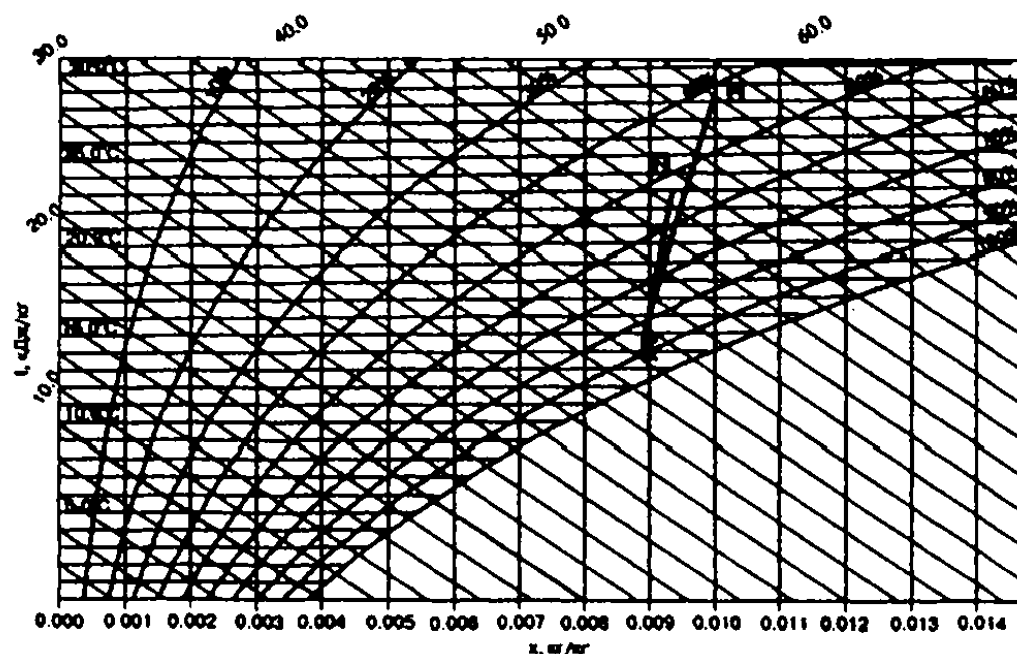


Рис. 3.16

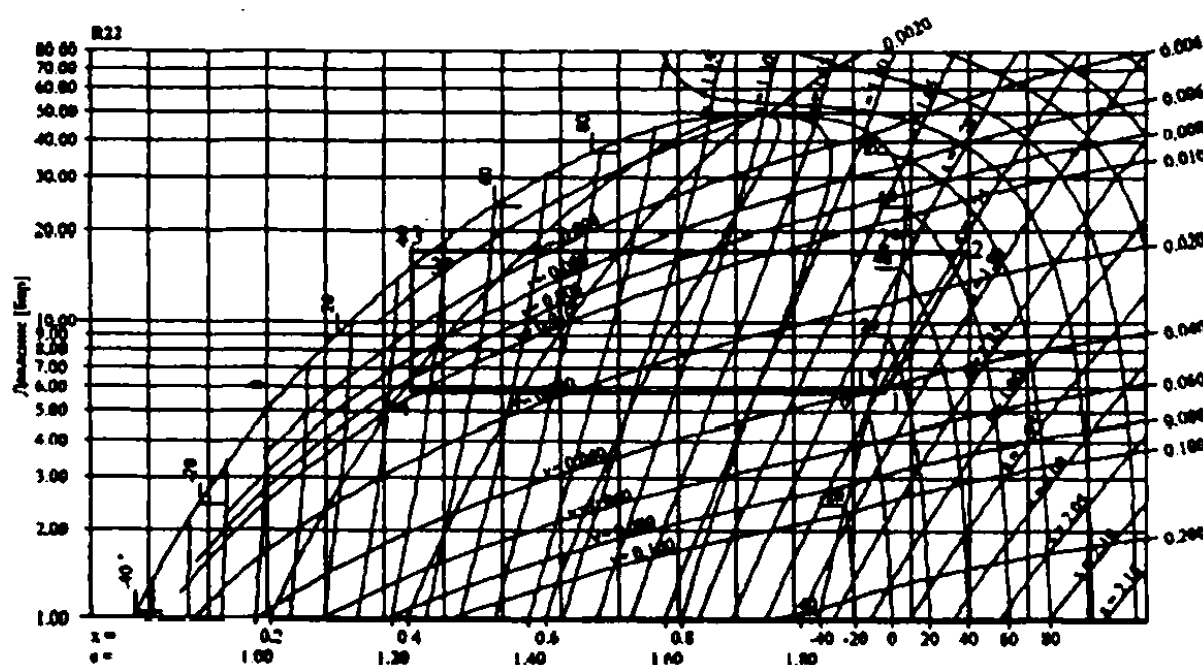


Рис. 3.17

Таблица 3.26

ВАРИАНТЫ ПОДБОРА ФРЕОНОВОГО ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ

Кодовый индекс	$F_{т.о}$	$G_{т.о}$	$w_{т.о}$	$i_{в.к}$	$t_{в.к}$	$d_{в.к}$	$\varphi_{в.к}$	$\Delta P_{в.к}$	$\Delta P_{г.к}$	$\Delta T_{г.к}$	Err
ВОФ243.1-103-090-05-2,5-04-1	93,4	1179	141	9,2	15,4	9,1	83,2	108	4	0	3,0
ВОФ243.1-103-090-05-2,5-06-1*	93,4	1217	213	9,1	15,1	9,0	82,7	108	14	1	0,5
ВОФ243.1-103-090-06-2,5-04-1	112,1	1273	124	8,9	14,4	9,0	86,4	129	3	0	4,6

* Этот вариант предпочтителен.

«CuAl» v.2003.03 ($d_m = 11,6$ мм) Professional.

Программа расчета и подбора «CuAl» теплообменников фирмы «Вега».

Все права защищены ООО «Вега», (с)1997,2003.

Испаритель (фреон)

Исходные данные

Задача	Обратная
Типоряд	КЦКП
Размеры фронтального сечения, мм	1030×900
Число рядов медных трубок по ходу воздуха	05
Шаг алюминиевых пластин	2,5
Число ходов воды в потоке воздуха	06
Расположение зоны обслуживания	Правый
Взаимное направление течения сред	Противоток
Характер соединения с воздушной сетью	Встроенный
Ориентация медных трубок	Горизонтально
Внутренняя поверхность трубки	Рифленая
Расход воздуха объемный, м ³ /ч	10000
Барометрическое давление, мм рт.ст.	760
Температура воздуха начальная, °С	28,5
Влажосодержание воздуха начальное, г/кг	10,0
Энергоноситель	Фреон 22
Температура кипения энергоносителя, °С	5,0
Паросодержание энергоносителя начальное	0,217
Индекс	ВОФ243.1-103-090-05-2,5-06-1 $D_c = 2 \times 32$
Площадь фронтального сечения, м ²	0,927
Площадь теплообменной поверхности, м ²	93
Площадь сечения для прохода теплоносителя, м ²	0,001585
Масса сухого теплообменника, кг	59
Объем жидкости в заполненном теплообменнике, л	15

Параметры работающего теплообменника

Холодопроизводительность, кВт	54,4
Воздух	
Расход массовый, кг/ч	12000
Энтальпия, ккал/кг	12,9 / 9,0
Температура, °С	28,5 / 15,2
Влажосодержание абсолютное, г/кг	10,0 / 8,9
Влажосодержание относительное, %	41,2 / 82,9
Температура стенки, °С	11,3
Скорость массовая, кг/с/м ²	3,6
Падение давления, Па	109
Фреон 22	
Расход массовый, кг/ч	1217
Расход объемный, м ³ /ч	0,96
Температура, °С	5,0 / 10,7
Паросодержание	0,217 / 1,000
Скорость массовая, кг/с/м ²	213,3
Падение давления, кПа	13,8
Изменение температуры кипения, °С	0,8

Конструкция гидравлического тракта

Число отводов 15; число ходов 6

Таблица 3.27

ВАРИАНТЫ ПОДБОРА ФРЕОНОВОГО КОНДЕНСАТОРА

Кодовый индекс	$F_{r,o}$	L_s	$v_{го}$	$w_{го}$	ΔP_s	ΔP_x	ΔT_x
ВНФ243.1-140-140-03-1,8-08-1	162,8	29481	5,0	319,9	124	23,6	0,6
ВНФ243.1-140-140-04-3,5-10-1	114,7	32254	5,5	290,8	121	23,9	0,6
ВНФ243.1-140-140-04-3,0-10-1	132,8	28066	4,8	290,8	107	23,9	0,6
ВНФ243.1-140-140-04-2,5-10-1*	158,0	24257	4,1	290,8	96	23,9	0,6
ВНФ243.1-140-140-04-2,2-10-1	178,7	22152	3,8	290,8	90	23,9	0,6
ВНФ243.1-140-140-04-2,0-10-1	195,9	20825	3,5	290,8	87	23,9	0,6
ВНФ243.1-140-140-04-1,8-10-1	217,0	19559	3,3	290,8	84	23,9	0,6

* Этот вариант предпочтителен.

«CuAl» v.2003.03 ($d_{\text{н}} = 11,6$ мм) Professional.

Программа расчета и подбора «CuAl» теплообменников фирмы «Вега».

Все права защищены ООО «Вега», (с)1997,2003.

Конденсатор (фреон)

Исходные данные

Задача	Обратная
Типоряд	Расширенный
Число рядов медных трубок по ходу воздуха	04
Шаг алюминиевых пластин	2,5
Число ходов воды в потоке воздуха	10
Расположение зоны обслуживания	Правый
Взаимное направление течения сред	Противоток
Характер соединения с воздушной сетью	Встроенный
Ориентация медных трубок	Горизонтально
Внутренняя поверхность трубки	Рифленая
Температура воздуха начальная, °C	28,5
Энергоноситель	Фреон 22
Температура конденсации энергоносителя, °C	45,0
Перегрев паров энергоносителя, °C	21,7
Индекс	ВНФ243.1-140-140-04-2,5-10-1 $D_{\text{н}} = 2 \times 32$
Площадь фронтального сечения, м ²	1,960
Площадь теплообменной поверхности, м ²	158
Площадь сечения для прохода теплоносителя, м ²	0,001163
Масса сухого теплообменника, кг	84
Объем жидкости в заполненном теплообменнике, л	22

Параметры работающего теплообменника	

Теплопроизводительность, кВт	63,6
Воздух	
Расход массовый, кг/ч	29108
Температура, °C	28,5 / 36,3
Скорость массовая, кг/с/м ²	4,1
Падение давления, Па	96
Фреон 22	
Расход массовый, кг/ч	1217
Расход объемный, м ³ /ч	1,10
Температура, °C	66,7 / 40,0
Паросодержание	1,000 / 0,000
Скорость массовая, кг/с/м ²	290,8
Падение давления, кПа	23,9
Изменение температуры конденсации, °C	0,6

Конструкция гидравлического тракта	

Группа 1: число отводов 10; число ходов 10	
Группа 2: число отводов 1; число ходов 12	

Полученные результаты позволяют скомпоновать блок воздухоохладителей кондиционера КЦКП110, а также разработать агрегат воздушного охлаждения соответствующей теплопроизводительности.

3.2.5. РАСЧЕТ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРОВ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ

Проведенный в [54] анализ перспективности применения различных типов теплоутилизационных устройств в климатических условиях России показал, что из трех основных типов теплоутилизаторов – вращающихся регенеративных, пластинчатых рекуперативных и теплоутилизаторов с промежуточным теплоносителем – наиболее рациональной является установка, состоящая из двух теплообменников, связанных общей гидравлической системой с циркуляционным насосом. Схема такой установки с основными ее узлами на базе функциональных блоков кондиционеров КЦКП приведена на рис. 3.18. На рис. 3.19 представлена принципиальная схема обвязки гидравлической системы такой установки со всеми вспомогательными элементами.

Несколько меньшая, чем для других теплоутилизаторов, теплотехническая эффективность теплоутилизаторов с промежуточным теплоносителем компенсируется простотой конструкции, эксплуатации и удобством монтажа. Дело в том, что такая установка не требует сведения в один узел приточного и удаляемого воздушных потоков, как правило, разнесенных на большие расстояния друг от друга, и она может легко монтироваться не только во вновь строящихся объектах, но и практически в любой существ-

вующей модернизируемой приточно-вытяжной системе. Кроме того, такие теплоутилизаторы с циркулирующим водным раствором этилен- или пропиленгликоля имеют более низкий по температурам приточного воздуха порог замерзания конденсата, выпадающего на теплопередающих поверхностях, что также компенсирует их меньшую теплотехническую эффективность.

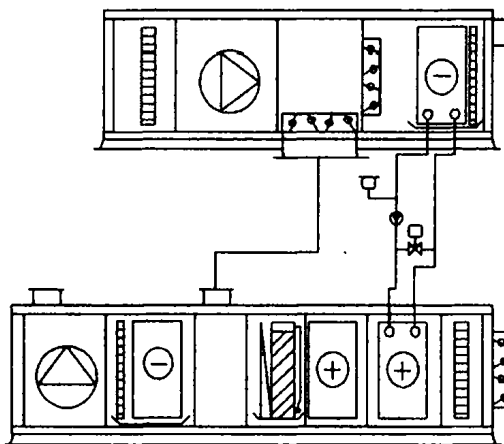


Рис. 3.18. Центральные приточный и вытяжной агрегаты на базе функциональных блоков КЦКП для центральной системы кондиционирования воздуха с рециркуляцией и утилизацией теплоты выбросного воздуха

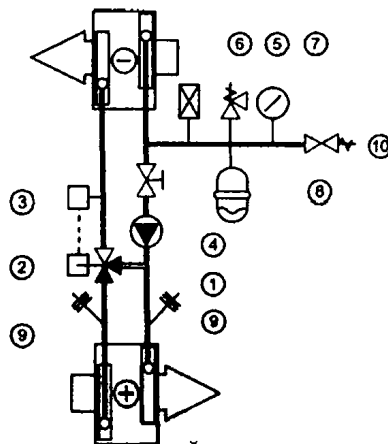


Рис. 3.19 Элементы системы с двумя гликолевыми теплообменниками:
 1 – циркуляционный насос; 2 – трехходовой клапан с сервоприводом; 3 – датчик температуры;
 4 – дросселирующий клапан; 5 – предохранительный клапан; 6 – воздушник; 7 – манометр;
 8 – сборник жидкости; 9 – термометр; 10 – клапан для заполнения

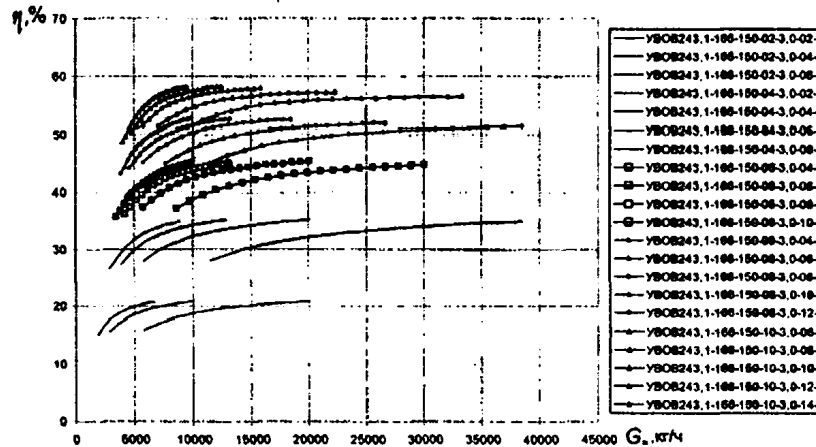


Рис. 3.20. Зависимость КПД теплоутилизатора от расхода жидкости

Прежде чем перейти к описанию возможностей программы, отметим некоторые характерные особенности работы теплоутилизаторов с промежуточным теплоносителем. Для обеспечения их эффективной работы в течение всего отопительного периода в качестве теплоносителя необходимо использовать водные растворы этилен- или пропиленгликоля. Концентрация этих растворов в зависимости от условий эксплуатации и размещения установки может быть различной. Учитывая, что отдельные элементы или вся установка могут контактировать с наружным воздухом, а также что, находясь в неработающем состоянии, она может быть не полностью защищена от попадания в нее холодного воздуха, концентрацию антифризов целесообразно подбирать, ориентируясь на расчетные температуры наружного воздуха (для условий Москвы концентрация этиленгликоля составляет примерно 40%). При таких концентрациях водные растворы этих веществ характеризуются высокими значениями коэффициента кинематической вязкости. В этом случае для эффективного протекания процессов теплоотдачи на внутренней поверхности медных трубок необходимо обеспечить работу теплоутилизатора при скоростях порядка 1,5 – 1,8 м/с, с тем чтобы режим течения в трубках был переходным или турбулентным (см.рис. 3.13 – 3.15).

Программа «CuAl» позволяет решать прямые и обратные задачи расчета теплоутилизаторов с промежуточным теплоносителем. При решении прямой задачи определяющим критерием выбора величины теплопередающей поверхности при заданных фронтальных сечениях обоих теплообменников является значение задаваемого температурного коэффициента полезного действия

$$\eta = \frac{t_{в,к}^x - t_{в,н}^x}{t_{в,к}^T - t_{в,н}^x} \cdot 100, \% \quad (3.5)$$

величина которого определяется в основном числами NTU каждого из теплообменников и в какой-то степени соотношением начальных термодинамических параметров приточного и удаляемого воздуха.

Алгоритм решения прямой задачи можно пояснить, используя графики рис. 3.20 – 3.22. Они построены по расчетным данным, полученным при решении обратных задач для теплоутилизационной установки с промежуточным теплоносителем, имеющей одинаковые по своим характеристикам блоки нагрева приточного и охлаждения удаляемого воздуха. В этих блоках имелись теплообменники с фронтальным сечением 1660×1000 мм, с шагом установки пластин $S_p = 3,0$ мм, имеющие различную рядность ($2 \leq N_p \leq 10$) и число ходов ($2 \leq ff \leq 14$).

Как видно из представленных графических зависимостей, КПД теплоутилизационной системы определяется величиной теплопередающей поверхности теплообменников и скоростью жидкости в трубках. Число ходов теплоносителя незначительно влияет на величины максимального КПД (см. рис. 3.20), но определяет расход жидкости, при котором этот уровень может быть достигнут. Незначительное снижение η на максимальных расходах при уменьшении числа ходов объясняется влиянием ограничений по скорости жидкости в трубках и гидравлическому сопротивлению. Из рис. 3.21 видно, что зависимость $\eta(w)$ не имеет экстремума в рабочем диапазоне скоростей. Эта функция является полого возрастающей в области скоростей жидкости больше 1,2 м/с (причем чем меньше число ходов, тем ниже уровень скорости, начиная с которого чувствительность КПД к скорости жидкости снижается).

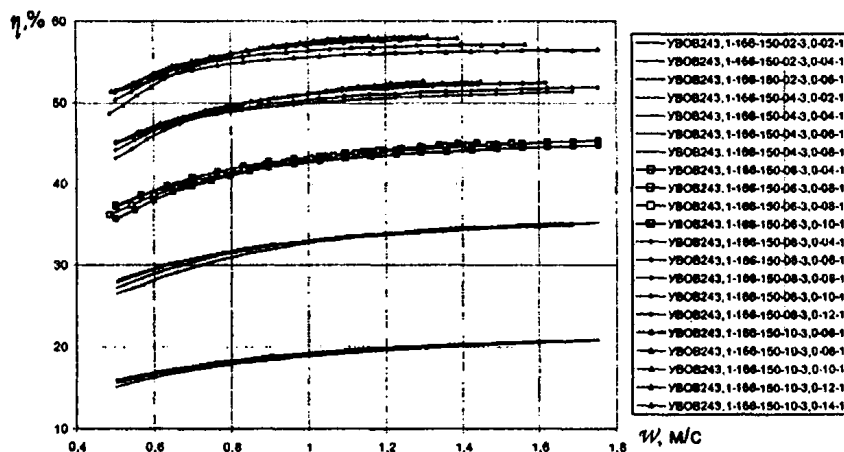


Рис.3.21. Зависимость КПД теплоутилизатора от скорости жидкости в трубках

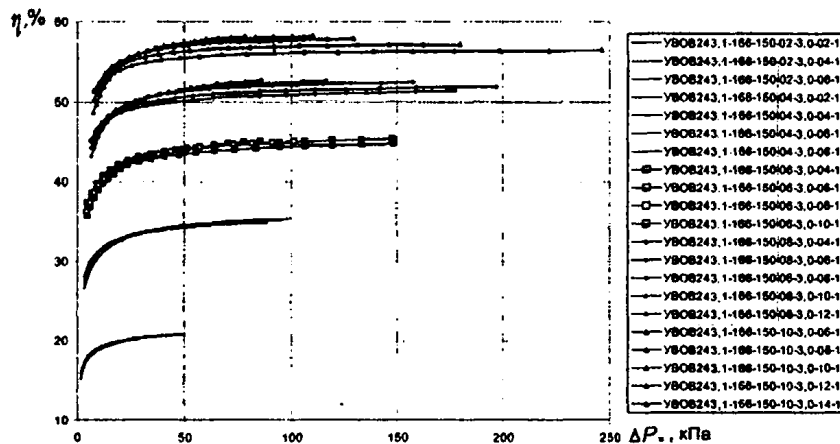


Рис. 3.22. Зависимость КПД теплоутилизатора от гидравлического сопротивления

Таким образом, требуемый уровень величин КПД может быть получен в теплообменнике с соответствующей теплообменной поверхностью с различными числами ходов и при различном расходе жидкости. Следует учесть, что теплообменник с меньшим числом ходов и, соответственно, большим расходом жидкости реализует заданный уровень КПД при меньшем перепаде температур жидкости, что ведет к увеличению минимальной температуры стенки в воздухоохладителе и позволяет использовать теплоноситель с меньшей концентрацией антифриза.

Эти закономерности и положены в основу алгоритма решения прямой задачи. Поиск в соответствии с программой можно представить в виде двух этапов: увеличение рядности теплообменников при максимальном числе ходов и снижение числа ходов при фиксированной рядности. На первом этапе выполняется наращивание теплообменной поверхности УВНВ и УВОВ и решение обратной задачи при максимальном с точки зрения ограничений расходе теплоносителя. Полученный КПД реализуется при наибольшем числе ходов и максимально возможной скорости жидкости в трубках, т.е., согласно рис. 3.21, является максимальным для системы с данной теплообменной поверхностью. Если полученный КПД превышает заданный, то первый этап заканчивается и выполняется серия расчетов при последовательном снижении чисел ходов в УВНВ и УВОВ. На каждом шаге этой серии осуществляется поиск расхода теплоносителя, при котором система обеспечивает заданный КПД. Если решение соответствует ограничениям по скоростям жидкости в трубках и гидравлическим сопротивлениям теплообменников, то оно добавляется в список вариантов решений прямой задачи. Расчет заканчивается по достижении минимального числа ходов для теплообменников данной рядности и фронта. Таким образом, на пользователя возлагается оптимизационная задача выбора окончательного решения из 3 – 4 вариантов, различающихся числами ходов, расходом промежуточного теплоносителя и, как следствие, величинами $\Delta P_{\text{г}}$, $t_{\text{ж min}}$, $t_{\text{ст min}}$.

Набор задаваемых исходных данных при решении обратной задачи является стандартным для программы «CuAl». Отличие состоит лишь в том, что задание исходных величин необходимо осуществлять как для теплообменника УВНВ, установленного в канале приточного воздуха и работающего в режиме его нагрева, так и для теплообменника УВОВ, установленного в канале выбросного воздуха и работающего в режиме воздухоохладителя.

В качестве примера подберем теплообменники теплоутилизационной установки с промежуточным теплоносителем, обеспечивающей температурный коэффициент полезного действия $\eta = 45\%$, работающей на водном растворе этиленгликоля с концентрацией $\varepsilon = 45\%$. Размеры фронтального сечения теплообменников, устанавливаемых в каналах приточного и вытяжного воздуха, принимаются одинаковыми и равными соответственно 1160×500 мм. Начальные термодинамические параметры обоих потоков приведены в протоколе расчета. Расходы воздуха по каждому из потоков также приняты одинаковыми (в соответствии с имеющимися рекомендациями целесообразно количество приточного воздуха принять на 10% больше, чем удаляемого) и составляют 5000 м³/ч. В результате решения прямой задачи список решений содержит пять вариантов, отличающихся числом ходов по теплоносителю. Основные показатели этих теплообменников приведены в табл. 3.28.

РЕЗУЛЬТАТЫ РЕШЕНИЯ ПРЯМОЙ ЗАДАЧИ

Код теплообменника	$G_{\text{в}}$, кг/ч	w , м/с	$T_{\text{вн}}$, °C	$T_{\text{вк}}$, °C	$\Delta P_{\text{в}}$, кПа	$t_{\text{вн}}$, °C
1. УВНВ-...10-2,5-14-1 УВОВ-...10-2,5-14-1	2907	1,0	11,7	-3,9	49,0 49,0	5,2
2. УВНВ-...10-2,5-12-1 УВОВ-...10-2,5-12-1	3325	1,0	11,2	-2,3	43,0 43,0	5,8
3. УВНВ-...10-2,5-10-1 УВОВ-...10-2,5-10-1	4126	1,0	9,6	-1,4	34,0 34,0	6,2
4. УВНВ-...10-2,5-08-1 УВОВ-...10-2,5-08-1	4949	1,0	8,6	-0,4	28,0 28,0	6,5
5. УВНВ-...10-2,5-06-1 УВОВ-...10-2,5-06-1	6791	1,0	7,1	0,5	19,0 19,0	6,2

Если принять ограничение по сопротивлению, равное примерно 70 кПа, то в качестве окончательного решения целесообразно принять вариант 4. Все основные характеристики и рабочие параметры этого варианта приведены в протоколе расчета.

«CuAl» v.2003.03 ($d_{\text{н}}=11,6$ мм) Professional.

Программа расчета и подбора «CuAl» теплообменников фирмы «Вега».

Все права защищены ООО «Вега», (с)1997,2003.

Теплоутилизатор

Исходные данные

Задача	Прямая
Типоряд	ГОСТ
Барометрическое давление, мм рт.ст.	745
Температурный КПД утилизации расчетный, %	45,0
Холодный воздух	
Размеры фронтального сечения, мм	1155×500
Расход воздуха объемный, м ³ /ч	5000
Барометрическое давление, мм рт.ст.	745
Энтальпия воздуха начальная, ккал/кг	-6,0
Влажосодержание воздуха начальное, г/кг	0,4
Падение давления энергоносителя не более, кПа	50,0
Теплый воздух	
Размеры фронтального сечения, мм	1155×500
Расход воздуха объемный, м ³ /ч	5000
Барометрическое давление, мм рт.ст.	745
Температура воздуха начальная, °C	28,5
Отн. влажосодержание начальное, %	50,0
Энергоноситель	Этиленгликоль
Падение давления энергоносителя не более, кПа	60,0

Результаты расчета («CuAl» v.2003.03 ($d_{\text{н}}=11,6$ мм) Professional)

Индекс	УВНВ243.1-116-050-10-2,5-08-1 $D_{\text{н}}=50$
Площадь фронтального сечения, м ²	0,578
Площадь теплообменной поверхности, м ²	116
Площадь сечения для прохода теплоносителя, м ²	0,001268
Масса сухого теплообменника, кг	65
Объем жидкости в заполненном теплообменнике, л	16
Индекс	УВОВ243.1-116-050-10-2,5-08-1 $D_{\text{н}}=50$
Площадь фронтального сечения, м ²	0,578
Площадь теплообменной поверхности, м ²	116
Площадь сечения для прохода теплоносителя, м ²	0,001268
Масса сухого теплообменника, кг	65
Объем жидкости в заполненном теплообменнике, л	16
Параметры работающей системы	
Температурный КПД, %	45,0
Теплопроизводительность, кВт	41,0
Холодный воздух	
Расход массовый, кг/ч	6000
Энтальпия, ккал/кг	-6,0 / -0,1
Температура, °C	-25,9 / -1,4
Влажосодержание абсолютное, г/кг	0,4 / 0,4
Влажосодержание относительное, %	100,0 / 10,7

Температура стенки, °С	0,0
Скорость массовая, кг/с/м ²	2,9
Падение давления, Па	133
Теплый воздух	
Расход массовый, кг/ч	6000
Энтальпия, ккал/кг	14,4 / 8,6
Температура, °С	28,5 / 12,6
Влагосодержание абсолютное, г/кг	12,4 / 9,2
Влагосодержание относительное, %	50,0 / 98,6
Температура стенки, °С	6,5
Скорость массовая, кг/с/м ²	2,9
Падение давления, Па	185
Промежуточный теплоноситель	
Расход массовый, кг/ч	4949
Расход объемный, м ³ /ч	4,64
Температура, °С	8,6 / -0,4
УВНВ	
Скорость, м/с	1,0 / 0,9
Падение давления, кПа	28
УВОВ	
Скорость, м/с	1,0 / 0,9
Падение давления, кПа	28
Конструкция гидравлического тракта. Приточная система	

Группа 1: число отводов 10; число ходов 8	
Группа 2: число отводов 2; число ходов 10	
Конструкция гидравлического тракта. Выбросная система	

Группа 1: число отводов 10; число ходов 8	
Группа 2: число отводов 2; число ходов 10	

Уже далеко не полное ознакомление с возможностями программы «CuAl» показывает перспективность ее использования не только для решения стандартных задач расчета и подбора медно-алюминиевых теплообменников, но и для прогнозирования теплотехнических характеристик новых разрабатываемых воздухообрабатывающих агрегатов, а также для решения ряда прикладных задач расчетного характера. Рассмотрим некоторые из таких задач.

3.3. РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ОБВОДНОГО КАНАЛА С ВОЗДУШНЫМ КЛАПАНОМ ТИПА УВК

Одним из известных способов регулирования теплопроизводительности воздухонагревателей с помощью изменения расхода воздуха, проходящего через теплообменник, при неизменном общем расходе является установка в воздушном тракте обводного байпасного канала с воздушным клапаном, предназначенным для изменения соотношений расходов воздуха, проходящего через теплообменник и обводной канал.

В кондиционерах байпас может устанавливаться как с блоком воздухонагревателей, так и с блоком воздухоохладителей. При установке обводного канала с водяными воздухонагревателями основным назначением байпаса является регулирование теплопроизводительности при наладке систем и нивелирование запасов по теплопередающей поверхности, если они имеются. Такая необходимость возникает в целом ряде случаев, когда, например, оказывается, что температурный график на объекте эксплуатации отличается от расчетного, принятого при проектировании системы вентиляции или кондиционирования воздуха, или когда теплопроизводительность второго подогрева мала и даже однорядный нагреватель оказывается избыточным. Иногда возникает необходимость обеспечения надежной работы воздухонагревателя в двух или более расчетных режимах, например, когда имеют место переменные во времени выделения вредностей в обслуживаемом помещении. В этих случаях в приточных системах необходимо подавать в различные временные периоды различные количества свежего воздуха. Кроме того, обводные каналы применяются для увеличения надежности работы воздухонагревателей в режимах температур начального воздуха, близких к 0 °С.

При работе с паровыми воздухонагревателями воздушные клапаны, установленные в байпасной линии, входят в состав сдвоенного клапана, выполняющего в основном регулирующие функции. В воздухоохладителях байпас может устанавливаться для снижения аэродинамического сопротивления в зимний период и в случаях применения регулирования по оптимальным режимам, когда используется следующий технологический алгоритм. Для попадания в конечную точку приточного воздуха, относительная влажность которой сравнительно далеко отстоит от кривой насыщения, часть воздушного пото-

ка, проходящего через воздухоохладитель, претерпевает глубокую тепловлажностную обработку, а затем смешивается с необработанным воздухом, проходящим через байпасный обвод. В этом случае параметры смеси располагаются на линии абсолютного влагосодержания приточного воздуха, причем требуемая величина догрева воздуха, обеспечивающего попадание в точку притока, существенно меньше, чем в случае регулирования по точке росы. При этом наблюдается также и экономия холода. В этом случае воздушный клапан должен быть регулируемым, а система автоматического регулирования дополнена датчиком абсолютного влагосодержания.

Такие теплообменные блоки с обводными каналами имеются и в составе кондиционеров КЦКП (рис. 3.23). Для изменения расхода воздуха через теплообменник в обводном канале устанавливается воздушный клапан типа УВК с лопатками непараллельно-створчатого типа с ручным или электрическим приводом. Количество лопаток, а следовательно, высота обводного канала и максимальное количество воздуха, которое может быть байпасировано, зависят от высоты трубной решетки воздухонагревателя. Технические характеристики блоков водяных и паровых воздухонагревателей с обводным каналом и клапаном, входящих в состав кондиционеров КЦКП, приведены в табл. 3.29 и 3.30.

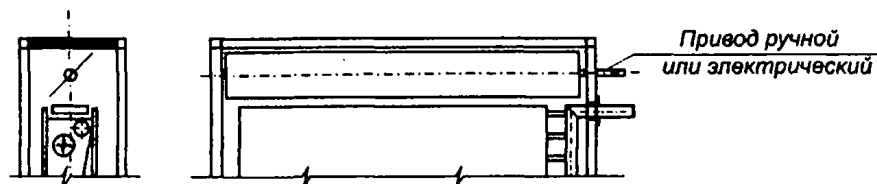


Рис. 3.23

Для обеспечения требуемой глубины регулирования фронтальные сечения байпасной магистрали должны подбираться таким образом, чтобы величина воздушного потока через обводной канал с полностью открытым воздушным клапаном позволяла получать заданные параметры обрабатываемого воздуха. В настоящее время существует методика подбора проходных смесительных клапанов, устанавливаемых в обводных каналах воздухонагревателей, применительно к створчатым сетевым клапанам и заслонкам конструкции «Сантехпроекта» и калориферам типов КВСБ, КВББ, КСк3 и КСк4, основные положения которой приведены в [55]. Эта методика, основанная на экспериментальных данных, полученных при испытаниях клапанов указанной конструкции, может быть применена лишь для расчета конструкций обводных каналов с такими клапанами. Кроме того, она достаточно сложна и требует сложных итерационных расчетов. Поэтому необходимо разработать методику расчета подбора величин обводных каналов с учетом реальных характеристик клапанов УВК и медно-алюминиевых теплообменников, выпускаемых ООО «ВЕЗА».

Таблица 3.29

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ БЛОКА ВОДЯНЫХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ
С ОБВОДНЫМ КАНАЛОМ И ВОЗДУШНЫМ КЛАПАНОМ

Кондиционер	Воздуонагреватель	Размеры, мм (фронтальное сечение)			Количество лопаток клапана в обводном канале
		Длина трубок	Высота трубной решетки	Размер обводного канала	
КЦКП-1.6	ВНВ243.1-043-025	430	250	100×580	1
КЦКП-3.15	ВНВ243.1-043-045	430	450	100×580	
КЦКП-5	ВНВ243.1-073-045	730	450	100×780	
КЦКП-6.3	ВНВ243.1-103-045	1030	450	100×1180	
КЦКП-8-1	ВНВ243.1-133-045	1330	450	100×180	
КЦКП-8-2	ВНВ243.1-103-060	1030	600	200×1180	2
КЦКП-10	ВНВ243.1-103-070	1030	700	200×1180	
КЦКП-12.5	ВНВ243.1-103-090	1030	900	200×1180	
КЦКП-16	ВНВ243.1-133-090	1330	900	200×1480	
КЦКП-20	ВНВ243.1-163-090	1630	900	200×1780	
КЦКП-25	ВНВ243.1-163-120	1630	1200	300×1780	3
КЦКП-31.5	ВНВ243.1-163-150	1630	1500	300×1780	
КЦКП-40	ВНВ243.1-190-150	1900	1500	300×2080	
КЦКП-50	ВНВ243.1-185-160	1850	1600	400×2080	4
КЦКП-63	ВНВ243.1-223-160	2230	1600	400×2380	
КЦКП-80	ВНВ243.1-275-160	2750	1600	400×3000	
КЦКП-100	2×ВНВ243.1-163-160	2×1630	1600	400×3600	

Шаг пластин 1,8 – 4,0 мм; число рядов трубок по ходу воздуха 1 – 4.

**ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ БЛОКА ПАРОВЫХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ
С ОБВОДНЫМ КАНАЛОМ И ВОЗДУШНЫМ КЛАПАНОМ**

Кондиционер	Воздухонагреватель	Размеры, мм (фронтальное сечение)		Количество лопаток клапана в обводном канале
		Длина трубок	Высота трубной решетки	
КЦКП-3.15	ВНП243.1-030-055	300	550	1
КЦКП-5	ВНП243.1-030-085	300	850	
КЦКП-6.3	ВНП243.1-030-115	300	1150	
КЦКП-8-1	ВНП243.1-030-145	300	1450	
КЦКП-8-2	ВНП243.1-045-115	450	1150	
КЦКП-10	ВНП243.1-048-115	480	1150	
КЦКП-12.5	ВНП243.1-080-115	800	1150	
КЦКП-16	ВНП243.1-080-145	800	145	
КЦКП-20	ВНП243.1-080-175	800	1750	
КЦКП-25	ВНП243.1-100-175	1000	1750	
КЦКП-31.5	ВНП243.1-130-175	1300	1750	
КЦКП-40	ВНП243.1-130-205	1300	2050	
КЦКП-50	ВНП243.1-140-205	1400	2050	
КЦКП-63	ВНП243.1-140-230	1400	2300	
КЦКП-80	2xВНП243.1-140-150	1400	1500x2	2
КЦКП-100	2xВНП243.1-140-175	1400	1750x2	

Шаг пластин 1,8 – 4,0 мм; число рядов трубок по ходу воздуха 1 – 4.

При разработке методики расчета теплообменного блока с обводным каналом примем, что поля статических давлений во входном и выходном сечениях блока постоянны по сечению, т.е. перепады статических давлений в обводном канале с установленным в нем клапаном и на теплообменнике равны. Принимая во внимание указанное допущение, искомые зависимости могут быть получены следующим образом.

Перепад на теплообменнике

$$\Delta P_{т.о} = b \cdot (V\rho)_{фр}^m \cdot S_p^{-0,667} \cdot N_p. \quad (3.6)$$

Величина потерь давления в обводном канале складывается из двух составляющих:

$$\Delta P_{обв} = \Delta P_{в.к}(\delta) + \Delta P_{с.у}. \quad (3.7)$$

Первая составляющая сопротивления представляет собой величину аэродинамических потерь в воздушном клапане, установленном в обводном канале, которые зависят от скорости воздушного потока в обводном канале и от угла отклонения лопаток δ от горизонтальной оси. Она может быть записана в виде

$$\Delta P_{в.к} = \xi_{кл} \frac{\rho V_{кл}^2}{2}, \quad (3.8)$$

где $V_{кл}$ – скорость воздушного потока, проходящего через клапан.

Вторая составляющая $\Delta P_{с.у}$ учитывает потери, обусловленные деформацией воздушного потока.

Для определения коэффициентов сопротивления клапанов УВК были использованы экспериментальные данные, полученные при испытаниях этих клапанов с углом отклонения лопаток, не превышающим 40° (табл. 3.31), а также результаты экспериментальных исследований подобных конструкций регулирующих устройств, представленные в [51]. Обработка приведенных данных позволила получить зависимость для коэффициента сопротивления многолопаточных клапанов УВК:

$$\xi_{кл} = (\xi_0 + \xi(\delta)), \quad (3.9)$$

где $\xi_0 = 0,25$, а $\xi(\delta)$ – составляющая коэффициента сопротивления, зависящая от угла отклонения лопаток δ . Эту величину можно представить в виде произведения показательных функций, предполагая, что влияющими факторами являются скорость воздуха во фронтальном сечении и угол отклонения лопаток от горизонтальной оси. Используя стандартную программу аппроксимации экспериментальных данных, получим

$$\xi(\delta) = 0,0187 \cdot \delta^{1,555} \cdot V_{кл}^{-0,055}. \quad (3.10)$$

ЗАВИСИМОСТИ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ОТ СКОРОСТИ ВОЗДУХА
И УГЛА НАКЛОНА ЛОПАТОК В МНОГОЛОПАТОЧНОМ ВОЗДУШНОМ КЛАПАНЕ УВК

$V_{\text{в}}, \text{м/с}$	$\delta = 0$	$\delta = 10^\circ$	$\delta = 20^\circ$	$\delta = 30^\circ$	$\delta = 40^\circ$
1,38	0,3	1,1	2,3	3,8	7,3
2,76	1,1	4,0	9,0	18	33
5,55	4,5	17	36	56	110
8,33	10,5	37	80	130	260
11,1	18,5	60	140	200	410
13,9	29	100	220	360	700
27,8	115	400	850	1350	2700

В этом случае зависимость (3.9) описывает данные экспериментов с точностью до 20%. Она хорошо согласуется с опытными данными по сопротивлению непараллельно-створчатого клапана, которые приведены в [51], вплоть до углов 40° (при $\delta = 40^\circ$ отклонение составляет примерно 25%, что для подобных случаев следует считать вполне приемлемым; для углов, меньших 40° , расхождение сравниваемых величин не превышает 10%).

При отклонении лопаток более чем на 40° зависимость коэффициента сопротивления может быть записана в виде многочлена:

$$\xi(\delta) = \sum_{i=0}^4 a_i \cdot \delta^i, \quad (3.11)$$

где $a_0 = -1,004$; $a_1 = 5,7783 \cdot 10^{-1}$; $a_2 = -7,9124 \cdot 10^{-2}$; $a_3 = 4,216 \cdot 10^{-3}$; $a_4 = -9,441 \cdot 10^{-5}$; $a_5 = 8,018 \cdot 10^{-7}$.

Эта зависимость была получена путем аппроксимации экспериментальных данных, представленных в [51], которые были зафиксированы при испытаниях двухлопачного оппозитного воздушного клапана.

Зависимости (3.10) и (3.11) позволяют рассчитывать аэродинамическое сопротивление многолопачных воздушных клапанов типа УВК. Однако, как видно из табл. 3.29 и 3.30, в ряде конструкций теплообменных блоков с обводным каналом используются воздушные клапаны, в которых имеется лишь одна поворотная лопатка. В этом случае гидродинамика воздушного потока при отклонении лопатки от горизонтальной плоскости может отличаться от картины течения в клапане с четным числом лопаток и интерполяция приведенных выше данных для клапана с одной лопаткой может привести к некоторым погрешностям в определении аэродинамического сопротивления.

Искомая характеристика может быть получена путем аппроксимации графических зависимостей, приведенных в [51], которые описывают аэродинамическое сопротивление различных конструкций лопаток, установленных в однолопачном воздушном клапане прямоугольного сечения.

Используя полиномиальную аппроксимацию типа (3.11), получим:

для диапазона углов $\delta = 0 + 50^\circ$

$$\xi(\delta) = 0,2267 + 6,244 \cdot 10^{-2} \cdot \delta - 5,471 \cdot 10^{-3} \cdot \delta^2 + 2,392 \cdot 10^{-4} \cdot \delta^3; \quad (3.12)$$

для диапазона углов $\delta = 40 + 70^\circ$

$$\xi(\delta) = -3,7438 \cdot 10^3 + 2,35196 \cdot 10^2 \cdot \delta - 4,8854 \cdot \delta^2 + 3,378 \cdot 10^{-2} \cdot \delta^3. \quad (3.13)$$

Эти зависимости описывают исходные данные с точностью $\pm 15\%$.

Для учета аэродинамического сопротивления, обусловленного деформацией воздушного потока $\Delta P_{\text{с.у}}$, обтекающего пронизанное препятствие в виде трубчато-пластинчатого теплообменника, примем следующую расчетную схему. Будем считать, что воздушный поток состоит как бы из двух потоков, динамически не взаимодействующих друг с другом. Первый из них проходит через теплообменник, не испытывая при этом воздействия обводного канала, т.е. он заполняет собой параллелепипед, сечение которого равно фронтальному сечению теплообменника. Второй поток протекает во всей прямоугольной трубе, обтекая при этом непроницаемое препятствие, т.е. имеет место схема обтекания задвижки, установленной в прямой трубе, для которой в [51] приведены коэффициенты сопротивления. Связь между величинами этих потоков с учетом принятой расчетной схемы может быть установлена путем рассмотрения уравнений сохранения общего расхода воздуха и равенства статических давлений во входном и выходном сечениях теплообменного блока.

В этом случае уравнения для сопротивлений теплообменника и обводного канала можно записать таким образом:

$$\Delta P_{\tau,0} = b \cdot (V\rho)_{\tau,0}^m \cdot S_p^{-0,686} \cdot N_p; \quad (3.14)$$

$$\Delta P_{\text{обв}} = \xi_{\text{с.у}}^* \cdot \frac{\rho V_{\text{с.у}}^2}{2} + \xi_{\text{кл}}^z \frac{\rho V_{\text{кл}}^2}{2}, \quad (3.15)$$

где

$$V_{\text{кл}} = \frac{L_{\text{кл}}}{F_{\text{кл}}}; \quad V_{\text{с.у}} = \frac{L_{\text{кл}}}{F_0}. \quad (3.16)$$

Далее примем во внимание, что

$$V_{\text{с.у}} = \frac{L_0 - L_{\text{т.о}}}{F_0} = V_0(1 - \psi(1 - f_{\text{кл}})), \quad (3.17)$$

а также очевидное равенство

$$V_0 = V_{\text{кл}} \cdot f_{\text{кл}} + V_{\text{т.о}} \cdot (1 - f_{\text{кл}}), \quad (3.18)$$

где $\psi = V_{\text{т.о}}/V_0$ – относительная скорость движения воздуха через теплообменник; $f_{\text{кл}} = F_{\text{кл}}/F_0$ – относительная площадь обводного канала; $F_{\text{кл}}$ – площадь обводного канала, м²; F_0 – площадь фронтального сечения теплообменного блока, м²; $L_{\text{т.о}}$ и L_0 – соответственно расход воздуха через теплообменник и общий расход воздуха через теплообменный блок, м³/с; V_0 , $V_{\text{кл}}$ и $V_{\text{т.о}}$ – соответственно скорости воздушного потока во фронтальных сечениях блока, обводного канала (и клапана) и теплообменника.

Приравняв (3.14) и (3.15), после несложных алгебраических преобразований получим следующее нелинейное уравнение для вычисления ψ :

$$(1 - \psi(1 - f_{\text{кл}}))^2 \cdot (\xi_{\text{с.у}}^* + \xi_{\text{кл}}^z \frac{1}{f_{\text{кл}}^2}) = 9,95 \cdot S_p^{-0,687} \cdot V_0^{-0,367} \cdot \psi^{1,63} \cdot \rho^{m-1}, \quad (3.19)$$

где $\xi_{\text{с.у}}^*$ – коэффициент сопротивления при обтекании задвижки в прямоугольной трубе. Эта величина зависит от относительной площади обводного канала $f_{\text{кл}}$ и может быть с использованием опытных зависимостей [51] аппроксимирована в виде

$$\xi_{\text{с.у}}^* = \frac{1}{0,0044 - 0,046 \cdot f_{\text{кл}} + 1,26 \cdot f_{\text{кл}}^2}. \quad (3.20)$$

Как видно из полученного уравнения (3.19), величина ψ , представляющая собой отношение скорости во фронтальном сечении теплообменника к средней скорости на входе в блок, зависит не только от геометрии обводного канала и аэродинамических характеристик теплообменника, но и от V_0 .

Таким образом, решив нелинейное уравнение (3.19) относительно ψ одним из известных численных методов, можно найти скорости воздуха в элементах теплообменного блока, соотношения расходов воздуха через теплообменник и обводной канал, а также общее сопротивление теплообменного блока. На рис. 3.24 приведены зависимости относительной скорости движения воздуха через теплообменник ψ от угла отклонения лопаток клапана для одно-, двух- и трехрядного теплообменника при $S_p = 2,5$ мм и $f_{\text{кл}} = 0,18$. Как видно из представленных результатов, величина относительной скорости имеет минимальное значение при полностью открытом клапане и с ростом угла открытия она возрастает и достигает своего максимального значения при полностью закрытом воздушном клапане. Как и следовало ожидать, с ростом числа рядов количество воздуха, проходящего через теплообменник, снижается. Приведенные графические зависимости позволяют подсчитать величины скоростей воздуха в обводном канале и теплообменнике при углах δ от 0 до 90°.

Характер поведения и количественные значения относительного массового расхода воздуха через обводной канал с клапаном ($g_{\text{кл}} = L_{\text{кл}}/L_0$) в зависимости от угла отклонения лопаток для теплообменников различной рядности приведены на рис. 3.25. Как видно из представленных результатов, для указанной геометрии обводного канала при полностью открытом клапане величина относительного массового расхода для однорядного теплообменника составляет 0,32, а для трехрядного – 0,41. Знание величины ψ позволяет легко вычислить скорость воздуха, проходящего через теплообменник, и величины аэродинамического сопротивления $\Delta P_{\text{т.о}}$.

Величина $g_{\text{кл}}(\delta)$ является важной характеристикой теплообменного блока с обводным каналом, так как позволяет определять предельные регулировочные возможности этого блока. На рис. 3.26 представлены зависимости $g_{\text{кл}}(f_{\text{кл}})$ для теплообменников различной рядности с разным шагом установки пластин в широком диапазоне изменения $f_{\text{кл}}$.

Полученные результаты в сочетании с программой «CuAl» могут быть использованы для нахождения сопротивления аэродинамического тракта, при расчетах, связанных с подбором обводных каналов и определением их пропускной способности, а также при наладке водяных и паровых воздухонагревателей с такими обводными каналами.

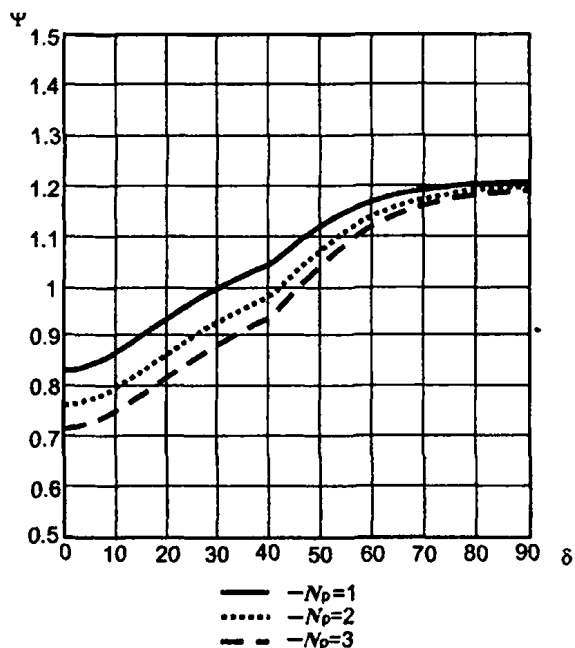


Рис. 3.24. Зависимость $\psi(\delta)$ при различном числе рядов теплообменника ($S_p = 2,5$ мм, $f_t = 0,18$)

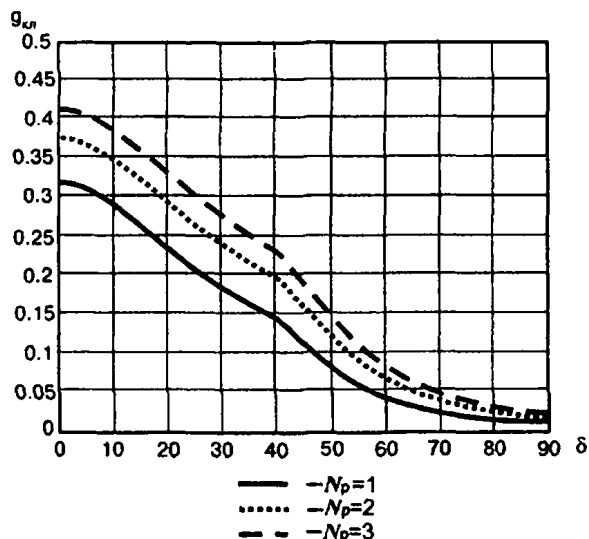


Рис. 3.25. Зависимость $g_w(\delta)$ при различном числе рядов теплообменника ($S_p = 2,5$ мм, $f_t = 0,18$)

Рассмотрим несколько примеров применения обводного канала и определения теплоаэродинамических характеристик теплообменного блока с этим каналом.

Пример 1. Необходимо обеспечить нормальное функционирование водяного воздушонагревателя при двух различных режимах по расходу наружного воздуха в проточной системе кондиционирования. Исходными для расчета являются следующие данные.

Режим 1: расход воздуха $12500 \text{ м}^3/\text{ч}$; начальная температура воздуха $-26 \text{ }^\circ\text{C}$; конечная температура воздуха после воздушонагревателя $18 \text{ }^\circ\text{C}$; начальная температура воды $130 \text{ }^\circ\text{C}$; конечная температура воды $70 \text{ }^\circ\text{C}$.

Режим 2: отличается от режима 1 лишь расходом воздуха, который в этом случае составляет $6500 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Нужно подобрать блок воздушонагревателей с обводным каналом и определить угол установки лопаток воздушного клапана, а также вычислить теплоаэродинамические характеристики теплообменника в расчетном режиме. Решение поставленной задачи проводим в следующей последовательности.

1. Так как максимальный расход воздуха составляет $12500 \text{ м}^3/\text{ч}$, выбираем кондиционер КЦКП-12.5 с теплообменным блоком, в состав которого входит воздушонагреватель ВНВ243.1-103-090-с-d,d-ff-e и обводной канал, размеры которого приведены в табл. 3.29. Для указанного блока относительный размер обводного канала $f_{\text{об}} = 0,18$.

Для режима 1, решая прямую задачу, подбираем число рядов теплообменника и число ходов по воде. В итоге оказывается, что для обеспечения требуемых параметров нагреваемого воздуха в рассматриваемом случае в блоке должен быть установлен теплообменник ВНВ243.1-103-090-2-2,2-06-2. Результаты расчета параметров работы указанного воздушонагревателя в расчетном режиме представлены в табл. 3.32 (варианты 1, 2). Там же даны результаты поверочных расчетов этого теплообменника, проведенных для режима с температурой наружного воздуха, близкой к $0 \text{ }^\circ\text{C}$ (варианты 3, 4).

2. При работе в режиме 2 теплопередающая поверхность выбранного воздушонагревателя является избыточной. Об этом свидетельствуют результаты расчетов, проведенных по программе «CuAl» для случая, когда весь воздух проходит через теплообменник, используется схема количественного регулирования теплопроизводительности, а обводной канал полностью закрыт (варианты 5, 6). В табл. 3.32 представлены также результаты расчетов для рассматриваемого случая, когда регулирование теплопроизводительности производится качественным способом с использованием циркуляционного насоса (варианты 7, 8).

3. При открытом воздушном клапане проводим следующие расчеты:

а) предварительно определяем теплопроизводительность блока в расчетном режиме:

$$Q^{\circ} = c_{\text{в}} \rho_{\text{в}} \cdot L_0 \cdot (t_{\text{в,к}} - t_{\text{в,н}}) = 1,005 \cdot 1,2 \cdot 6500 / 3600 \cdot (18 - (-26)) = 95,8 \text{ кВт};$$

б) вычисляем расход воды через теплообменник, имея в виду, что расчетный перепад по воде составляет $60 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$G_w = \frac{Q^{\circ}}{c_w \cdot \Delta t_w^{\text{расч}}} = \frac{95,8}{4,187 \cdot 60} = 0,381 \text{ кг/с};$$

в) используя полученное значение расхода жидкости, определяем то количество воздуха, проходящего через воздухонагреватель, при котором его теплопроизводительность равна Q . Для этого проводим серию расчетов обратных задач по программе «CuAl» с заданным значением G_w , добиваясь выполнения условия по теплопроизводительности. Результаты финального расчета приведены в табл. 3.32 (варианты 9, 10). Из представленных данных следует, что количество воздуха, проходящего через теплообменник, составляет $4620 \text{ м}^3/\text{ч}$ и, следовательно, количество воздуха, проходящего через обводной канал, $1830 \text{ м}^3/\text{ч}$, а отношение $g_{об} = G_{об}/G_0 = 0,29$;

г) по графику, приведенному на рис. 3.25, зная значение $g_{об}$, находим величину угла отклонения лопатки воздушного клапана δ , которая оказывается равной примерно 20° .

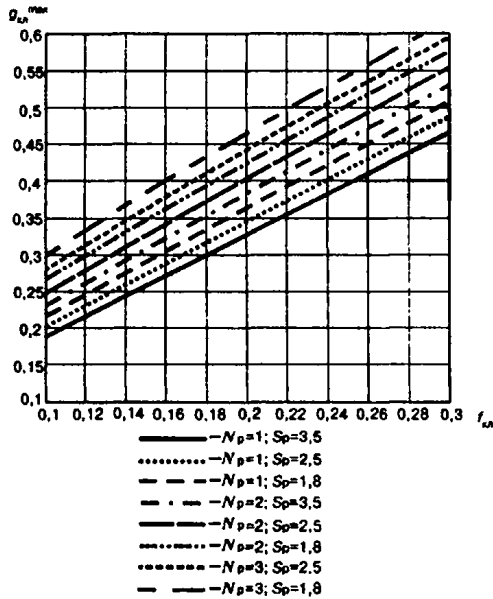


Рис. 3.26. Зависимости величины $g_{об}^{max}(f_{об})$ для различных теплообменников

Анализ приведенных в табл. 3.32 данных показывает, что использование обводного канала с воздушным клапаном позволяет существенным образом повысить уровень температур обратной воды. Эти температуры оказались даже выше, чем в случае применения качественного способа регулирования с циркуляционным насосом (варианты 7 и 9, 8 и 10). Скорость воды в трубках при этом приемлема, но, конечно же, ниже, чем в случае использования циркуляционного насоса. Таким образом, надежность работы такого блока, когда необходимо обеспечить теплопроизводительность при двух сильно отличающихся по величине расходах воздуха с использованием обводного канала, существенно возрастает.

В рассмотренном примере в обводном канале устанавливался воздушный клапан с ручным приводом. Иногда (например, при работе паровых воздухонагревателей) требуется непрерывное регулирование теплопроизводительности, которое целесообразно осуществлять путем установки в обводном канале воздушного клапана с электрическим приводом. Приведем соответствующий пример расчета.

Таблица 3.32

РАСЧЕТНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ КОНЕЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУХА И ВОДЫ
В ТЕПЛООБМЕННОМ БЛОКЕ С ОБВОДНЫМ КАНАЛОМ (пример 1)

Номер варианта	Режим	L_{10} , М ³ /ч	$L_{об}$, М ³ /ч	G_w , кг/ч	$t_{вн}$, °С	$t_{мн}$, °С	$t_{вк}^*$, °С	$t_{мк}$, °С	$\Delta P_{в}$, Па	$\Delta P_{к}$, кПа	Q , кВт	w , м/с	Способ регулирования
1	1	12500	-	2446	-26	130	18	65,7	60	13,2	184,2	1,1	Количественный
2	1	12500	-	2150	-2	74	18	40,4	60	10,4	84,0	1,0	Количественный
3	1	12500	-	2600	-26	127,3	18	66,7	60	14,8	184,2	1,2	Качественный
4	1	12500	-	2600	-2	69,5	18	41,7	60	15,0	84,0	1,2	Качественный
5	2	6500	-	905	-26	130	18	39,3	21	2,0	95,8	0,4	Количественный
6	2	6500	-	840	-2	74	18	29,3	21	1,8	44,0	0,4	Количественный
7	2	6500	-	2600	-26	85,3	18	53,6	21	14,8	95,8	1,2	Качественный
8	2	6500	-	2600	-2	49,5	18	35	21	14,8	43,5	1,2	Качественный
9	2	4620	1830	1370	-26	130	18/36,4	69,9	12	4,1	95,8	0,6	Количественный
10	2	4620	1830	1160	-2	74	18/26,2	41,6	12	3,2	43,5	0,5	Количественный

* Дробные значения: числитель – это температура смеси воздуха, знаменатель – конечная температура воздуха после теплообменника.

Пример 2. Рассмотрим технологическую установку, в которую должен подаваться воздух с температурой 50 °С и расходом 20000 м³/ч. Расчетные начальные параметры воздуха по температуре могут меняться от 0 до 20 °С. В качестве теплоносителя используется сухой насыщенный пар, температура которого равна 150 °С. В приточной установке будет применен теплообменный блок, в состав которого входит медно-алюминиевый теплообменник типа ВНП234.2-110-145... с вертикально расположенными трубками, а также обводной канал с воздушным клапаном типа УВК шириной 1450 мм. Необходимо подобрать паровой воздухонагреватель на расчетную теплопроизводительность, а также высоту обводного канала для обеспечения требуемой глубины регулирования теплопроизводительности. Клапан перед теплообменником отсутствует.

Расчет характеристик теплообменного блока с обводным каналом производим в следующей последовательности.

1. По программе «CuAl» для указанных исходных данных решаем прямую задачу определения величины теплопередающей поверхности и теплоаэродинамических характеристик парового воздухонагревателя. Как показывает расчет, для обеспечения требуемой теплопроизводительности необходимо установить теплообменник ВНП243.2-110-145-02-2,2-01, теплопередающая поверхность которого равна 46,7 м². При этом его теплопроизводительность составляет 335 кВт, величина запаса по поверхности 1%, аэродинамическое сопротивление этого воздухонагревателя 53, а расход конденсата 689 кг/ч.

2. Определяем минимальную теплопроизводительность, которая при заданных исходных данных составляет примерно 201 кВт.

3. Решая серию обратных задач с помощью программы «CuAl» для воздухонагревателя ВНП243.2-110-145-02-2,2-0, определяем расход воздуха через этот теплообменник, при котором его теплопроизводительность оказывается равной 201 кВт. В этом случае расход воздуха через теплообменник составляет 10500 м³/ч, а его аэродинамическое сопротивление 19 Па.

4. Вычисляем относительные расходы воздуха через клапан:

$$g_{\text{кл}} = \frac{G_0 - G_{\text{т.о.}}}{G_0} = \frac{24000 - 10500 \cdot 1,2}{24000} = 0,475.$$

5. С помощью программы «Обвод» строим графическую зависимость $g_{\text{кл}}(\delta)$ для теплообменного блока с теплообменником ВНП243.2-110-145-02-2,2-01 (см. рис. 3.25) и по ней определяем величину $f_{\text{кл}}$. Она оказывается равной 0,26.

6. Вычисляем высоту обводного канала по формуле

$$H_{\text{обв}} = \frac{H_{\text{т.о.}} \cdot f_{\text{кл}}}{1 - f_{\text{кл}}} = \frac{1,1 \cdot 0,26}{1 - 0,26} = 0,386 \text{ м.}$$

Принимаем к установке воздушный клапан УВК с четырьмя лопатками. В этом случае высота обводного канала будет составлять 0,4 м.

Рассмотрим далее применение обводного канала в блоке воздухоохладителей. В этом случае основным назначением обводного канала является осуществление так называемых [56] оптимальных режимов обработки воздуха, сущность которых сводится к такой последовательности проведения процессов обработки, которая позволяет снизить уровень паразитных затрат холода и тепла.

Пример 3. Необходимо подобрать воздухоохладитель блока охлаждения воздуха с обводным каналом, регулируемый по методу оптимальных режимов. Исходными для расчета являются следующие данные: расход воздуха в прямооточной системе 18000 м³/ч, энтальпия, температура и абсолютное влагосодержание воздуха на входе в воздухоохладитель (точка H), а также параметры приточного воздуха (точка C).

1. При регулировании процессов охлаждения воздуха по методу точки росы весь воздух должен быть вначале охлажден в воздухоохладителе до точки O_1 (параметры точек H , O_1 представлены в табл. 3.33), а затем подогрет до точки C в воздухонагревателе второго подогрева (рис. 3.27). В этом случае на первом этапе обработки воздуха имеет место его переохлаждение, на что затрачивается $L_0 \cdot \rho_a \cdot (I_{C_1} - I_{O_1})$ кДж/ч холода, а затем происходит его догрев на такую же величину.

Расчеты по программе «CuAl» дают следующие результаты. Для реализации указанного процесса охлаждения воздуха необходимо применять кондиционер КЦКП-20 с воздухоохладителем ВОВ243.1-163-120-08-2,5-04-1, имеющим теплопередающую поверхность 315,4 м².

Таблица 3.33

ПАРАМЕТРЫ РАСЧЕТНЫХ ТОЧЕК

Параметры	Точка H	Точка C	Точка O_1	Точка O_2	Точка C_1
Энтальпия, кДж/кг	60,0	41,5	36,4	30,3	40,2
Температура, °С	29,5	18,0	13,0	10,4	16,8
Влагосодержание, г/кг	11,9	9,25	9,25	7,9	9,25

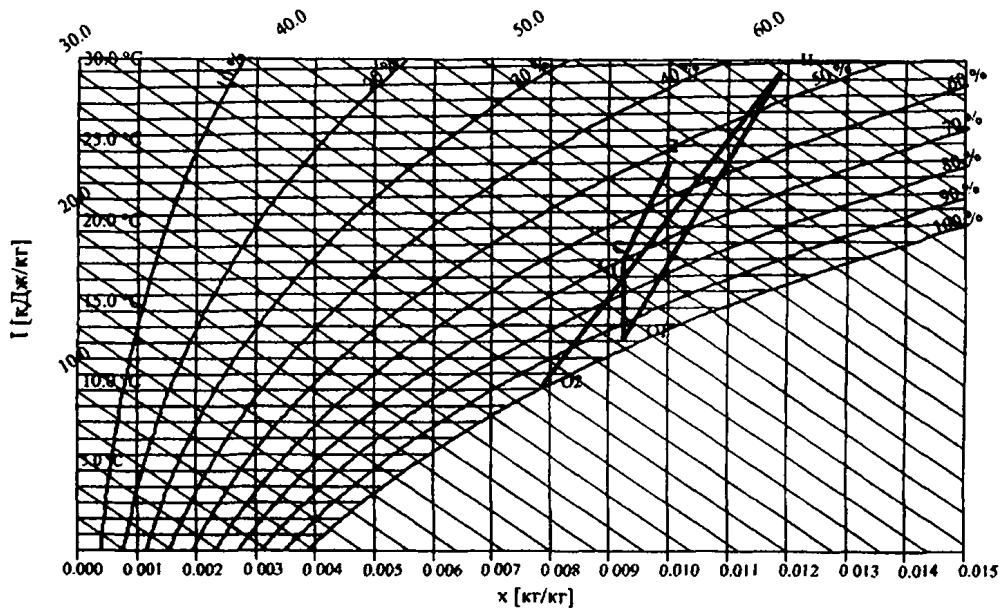


Рис. 3.27. Оптимальные процессы тепловлажностной обработки воздуха в воздухоохладителе с обводным каналом

Количество холода, необходимое для проведения процесса охлаждения воздуха, в этом случае таково:

$$Q_x = L_0 \cdot \rho_a \cdot (I_H - I_{O_1}) = 18000 \cdot 1,2 \cdot (60 - 36,4) / 3600 = 141,7 \text{ кВт.}$$

Количество тепла второго подогрева

$$Q_{2T} = L_0 \cdot \rho_a \cdot (t_c - t_{O_1}) = 18000 \cdot 1,2 \cdot 1,005 \cdot (18,0 - 13,0) / 3600 = 30,0 \text{ кВт.}$$

Все остальные основные расчетные параметры приведены в табл. 3.34.

2. При регулировании по методу оптимальных режимов предполагается вначале часть воздуха обработать в воздухоохладителе до параметров точки O_2 , а затем смешать этот воздух с необработанной частью в таких пропорциях, чтобы параметры смеси соответствовали параметрам точки C_1 (параметры точек C_1 и O_2 представлены в табл. 3.33). Особенностью этой точки является то, что она характеризуется тем же значением влагосодержания, что и точка притока. При такой схеме регулирования удастся избежать части паразитных затрат тепла и холода, о чем свидетельствуют результаты расчетов, приведенные в табл. 3.34.

Реализация данной схемы требует наличия в составе кондиционера охлаждающего блока с обводным каналом соответствующей пропускной способности, а также специальной системы автоматического регулирования, обеспечивающей поддержание параметров смеси в точке C_1 . Для осуществления описанного процесса охлаждения воздуха был выбран кондиционер КЦКП-25 с воздухоохладителем ВОВ243.1-163-130-08-2,5-04-1, имеющим теплопередающую поверхность $341,7 \text{ м}^2$. Количество воздуха, проходящего через этот теплообменник, было определено исходя из соотношений параметров точек H , C_1 и O_2 . Оно оказалось равным $12000 \text{ м}^3/\text{ч}$, и, следовательно, величина $g_{\text{кл}} = 0,33$.

3. Зная величину $g_{\text{кл}}$ по зависимости $g_{\text{кл}}(f_{\text{кл}})$, аналогичной зависимостям, приведенным на рис. 3.26, но построенной для теплообменника ВОВ243.1-163-130-08-2,5-04-1, можно найти значение $f_{\text{кл}} \approx 0,1$ и затем вычислить минимально необходимую высоту обводного канала по формуле

$$H_{\text{обн}} = \frac{H_{\text{т.о}} \cdot f_{\text{кл}}}{1 - f_{\text{кл}}} = \frac{1,3 \cdot 0,1}{1 - 0,10} = 0,144 \text{ м.}$$

Принимаем к установке в обводном канале воздушный клапан УВК с двумя лопатками. В этом случае высота обводного канала будет составлять $0,2 \text{ м}$, а $f_{\text{кл}} = 0,133$.

Количество холода, необходимое для проведения процесса охлаждения воздуха, в этом случае таково:

$$Q_x = L_0 \cdot \rho_a \cdot (I_H - I_{O_1}) = 12000 \cdot 1,2 \cdot (60 - 30,3) / 3600 = 118,8 \text{ кВт.}$$

Количество тепла второго подогрева

$$Q_{2T} = L_0 \cdot \rho_a \cdot (t_c - t_{C_1}) = 18000 \cdot 1,2 \cdot 1,005 \cdot (18,0 - 16,8) / 3600 = 7,3 \text{ кВт.}$$

Все остальные основные расчетные параметры приведены в табл. 3.34.

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОХЛАДИТЕЛЬНОГО БЛОКА ПРИ $t_{\text{мин}} = 6^\circ\text{C}$

Способ регулирования	Тип теплообменника	$L_0, \text{м}^3/\text{ч}$	$L_{\text{т.о.}}, \text{м}^3/\text{ч}$	$\Delta P_s, \text{Па}$	$Q_x, \text{кВт}$	$Q_{\text{т}}, \text{кВт}$
По методу точки росы	ВОВ243.1-163-120-08-2,5-04-1	18000	18000	154	141,7	30,0
По методу оптимальных режимов	ВОВ243.1-163-08-08-2,5-04-1	18000	12000	74	118,8	7,3

Как видно из представленных данных, применение регулирования по методу оптимальных режимов позволяет экономить примерно 20% от общего количества потребляемого холода (примерно 23,0 кВт) и около 22,7 кВт тепловой энергии.

3.4. ВОЗМОЖНЫЕ ПРИЧИНЫ ЗАМОРАЖИВАНИЯ ВОДЫ В ТРУБКАХ МЕДНО-АЛЮМИНИЕВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ И СПОСОБЫ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ ЭТИХ ЯВЛЕНИЙ

Практика эксплуатации жидкостно-воздушных рекуперативных воздухонагревателей показывает, что в ряде случаев при нагреве воздуха с отрицательными температурами возможно замерзание воды в трубках теплообменника. Причины этого явления и способы его предотвращения для стальных и биметаллических калориферов наиболее системно и подробно рассмотрены в работах [24,25]. Применительно к медно-алюминиевым теплообменникам подобные публикации отсутствуют.

Следует отметить, что особенности протекания физических процессов намораживания и таяния льда в трубках в настоящее время практически не изучены. Большинство имеющихся работ, достаточно подробный перечень которых приведен в [57], относится к процессам льдообразования и его таяния в водоемах и на элементах гидротехнических сооружений. Из имеющихся работ необходимо отметить лишь [58], где представлена формула для определения толщины намораживаемого льда в плоском канале в зависимости от коэффициентов теплоотдачи на его поверхностях, полученная в результате обобщения экспериментальных данных.

Малочисленность теоретических и экспериментальных работ по рассматриваемому вопросу в основном обусловлена сложностью процессов, протекающих при льдообразовании. Собственно процесс перехода воды в твердое агрегатное состояние представляет собой образование центров кристаллизации, последующее увеличение их числа и размеров и срастание отдельных кристаллов между собой, т.е. новое агрегатное состояние – лед. В этом случае процессы фазового перехода должны рассматриваться с учетом специфичности теплового и гидродинамического взаимодействия, имеющего место на границе лед – жидкость.

Прежде всего следует отметить, что в процессах, связанных с изменением агрегатного состояния, конвективный теплообмен отличается определенным своеобразием, так как при затвердевании и плавлении перемещение границы раздела фаз сопровождается движением частиц жидкости, направленным к поверхности льда при затвердевании и от него – при таянии [57].

Кроме того, как показывают экспериментальные исследования, в ходе процесса намораживания между твердой и жидкой фазами располагается зона, в которой температура поддерживается в точке замерзания и имеет место одновременное существование дендритных кристаллов и жидкости. Эта стабилизация в указанной переходной зоне является следствием наличия в данной области большого количества центров кристаллизации с размерами выше критического, рост которых приводит к интенсивному выделению теплоты кристаллизации и сбросу переохлаждения до нуля. Следует также отметить, что по мере роста толщины льда происходит уменьшение градиента температуры внутри льда, что связано с увеличением термического сопротивления появившейся ледяной прослойки, причем нарастание толщины будет продолжаться до тех пор, пока не произойдет выравнивание тепловых потоков на границе фазового перехода и не уменьшится до нуля скорость роста льда. Такая новая равновесная ситуация должна наблюдаться в теплообменниках, в трубках которых скорости воды находятся на уровне 0,25 – 0,3 м/с, исключая ламинарный режим течения жидкости.

В связи с отсутствием в настоящее время достоверных математических моделей рассматриваемых явлений и основательных экспериментальных данных рассмотрим качественную картину замерзания воды в трубках. Это необходимо для выявления причин данного явления и разработки мероприятий по его предотвращению.

Совершенно очевидно, что обязательным условием протекания процессов льдообразования является понижение температуры отдельных участков внутренней поверхности трубок ниже 0°C . Также очевидным является и то, что в рассматриваемом случае длительное намораживание, которое может

привести к перекрытию живого сечения трубки, возможно лишь тогда, когда скорости течения теплоносителя достаточно малы. Известно также, что характерные места разрушений стальных и биметаллических теплообменников отличаются от мест разрывов медно-алюминиевых теплообменников. Как следует из опыта эксплуатации отечественных калориферов типа КСк и КВС (и им подобных), разрушение наиболее характерно для теплообменных трубок, особенно в местах примыкания к трубным решеткам. В медно-алюминиевых теплообменниках зарубежных фирм, а также теплообменниках типа ВНВ в 95% случаев имело место разрушение калачей.

Для объяснения этих видов разрушения конструкций можно предложить следующую схему развития событий. Предположим, что по каким-то пока не установленным причинам (о них мы поговорим ниже) скорость воды в трубке (или трубках) упала ниже порогового значения, а температура хотя бы части внутренней поверхности одновременно опустилась ниже 0 °С. В этом случае может начаться процесс льдообразования, причем живое сечение трубки с увеличением толщины льда начинает уменьшаться, что, в свою очередь, вызывает рост гидравлического сопротивления протекающему теплоносителю, приводящий к снижению расхода жидкости через трубку (или весь циркуляционный контур). Такой процесс может протекать лавинообразно, и в конечном счете на определенном участке трубки лед полностью заполняет все сечение. При изменении своего агрегатного состояния вода затвердевает, увеличиваясь в объеме. Если процесс локализован на небольшом участке, в этом месте трубки возникает большое внутреннее давление, что приводит к появлению тангенциальных напряжений в стенках трубок, величины которых превышают не только предел текучести, но и, после того как он пройден, предел прочности материала трубки, вследствие чего трубка разрывается. Именно такой характер разрушений наблюдается в стальных калориферах, в которых произошло замораживание воды в трубках.

Несколько иная картина имеет место в медно-алюминиевых воздухонагревателях. Судя по всему, появление ледяной пробки в одном месте гидравлического контура в данном случае не приводит к мгновенному разрушению, так как, поскольку предел текучести меди существенно ниже, чем у стали, в замороженном месте происходит локальная деформация материала, компенсирующая увеличение объема замерзшей воды на рассматриваемом участке, и, следовательно, давление внутри трубки падает. При этом следует отметить, что, хотя прочностные качества медной трубки снижены, при повторном включении ее в сеть разрушения в этом месте не происходит, так как она как бы подпирается воротничками алюминиевых пластин, что препятствует ее деформации под действием давления греющей воды, которое существенно ниже, чем давление, обусловленное расширением воды при замерзании. Но перекрытие живого сечения трубки приводит к тому, что течение теплоносителя по данному циркуляционному контуру прекращается и, если не предприняты меры и холодный воздух продолжает поступать в теплообменник, обязательно должны начать замерзать и другие участки трубок циркуляционного контура. Если новый замерзающий участок находится, например, в последующей или предшествующей трубке и там тоже происходит описанный выше процесс замораживания воды, может создаться ситуация, когда незамерзшая вода окажется запертой между двумя уже замерзшими участками. Дальнейшее замерзание воды, оставшейся между двумя этими участками, будет приводить к тому, что в данном объеме вследствие постепенного превращения воды в лед начнется резкое повышение давления во всем оставшемся замкнутом пространстве, так как это давление передается водой во все точки пространства, в том числе и на оказавшийся между двумя трубками соединительный калач (рис. 3.28). В связи с тем что наружная стенка калача при его изготовлении уже подвергалась пластическим деформациям, которые, к тому же, привели к ее утончению, в этом месте и происходит нарушение герметичности медной конструкции.

Для предупреждения подобных явлений необходимо проанализировать возможные причины, следствием которых могут быть снижение температур внутренних поверхностей трубок и расходов теплоносителя через них. В [25] подробно проанализированы возможные причины таких явлений, наблюдающихся при эксплуатации стальных и биметаллических калориферов. Условно они могут быть подразделены на две группы. К первой группе относятся причины, вследствие которых происходит прекращение циркуляции жидкости в теплообменнике или отдельных трубках. Такая ситуация может возникнуть тогда, когда прекращается подача теплоносителя в теплообменник (перерыв в электроснабжении, механическое повреждение насосов, аварийные случаи в системе теплоснабжения). В настоящее время для предотвращения негативных последствий таких аварийных ситуаций предусмотрено оснащение приемных блоков герметичными воздушными клапанами с электроприводами, имеющими возвратные пружины, которые при создании нештатной ситуации автоматически прекращают доступ холодного воздуха к теплообменникам.

Еще одной причиной прекращения циркуляции в отдельных трубках могут быть конструктивные просчеты, связанные с тем, что не соблюдены требуемые соотношения между величинами живых сечений патрубков, коллектора и трубок одного хода по теплоносителю. Это может привести к появлению в коллекторах зон разрежения, являющихся причиной снижения скоростей жидкости в отдельных трубках хода или даже полного прекращения движения через эти трубки.

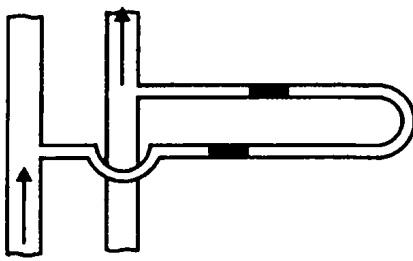


Рис. 3.28. Циркуляционный контур с двумя замёрзшими ледяными пробками

Ко второй группе могут быть отнесены причины, обусловленные конструктивными особенностями стальных и биметаллических calorиферов, а также общие для любых жидкостно-воздушных воздухонагревателей причины, связанные с условиями их эксплуатации и с механизмами переноса тепла при течении жидкости в трубах теплообменников.

Рассмотрим вначале вопрос влияния неравномерного охлаждения воды по рядам в трубах многорядных стальных calorиферов. Действительно, гидравлический тракт таких calorиферов конструктивно организован таким образом, что температура воды на выходе из теплообменника может оказаться существенно выше, чем температура воды, вытекающей из последнего хода первого теплообменного ряда труб. Согласно [25], относительный перепад температур воды, выходящей из теплообменника, и воды, сливаемой из первого ряда многорядного теплообменника, в предположении, что вода после каждого из ходов не перемешивается, а величины коэффициентов внешнего теплообмена на всех рядах одинаковы, может быть таким:

$$\frac{\Delta T_{ж.к}}{\Delta T_0} = \frac{T_{ж.к}^{т.о} - T_{ж.к}^1}{T_{ж.н} - t_{в.н}} = \frac{1}{W} (\theta_s^{т.о} - n_p \cdot \theta_s^1), \quad (3.21)$$

где водяной эквивалент $W = \frac{c_s G_s}{c_{ж} G_{ж}}$, а величины $\theta_s^{т.о}$ и θ_s^1 вычисляются по формулам

$$\theta_s^{т.о} = \frac{t_{в.к} - t_{в.н}}{T_{ж.н} - t_{в.н}}; \quad \theta_s^1 = (1 - \theta_s^{т.о})^{1/n_p}. \quad (3.22)$$

Для количественных оценок проведем расчеты искомых перепадов температур по формулам (3.21) и (3.22) для четырехрядного воздухонагревателя типа КСк4-11-02ХЛЗА при работе с тремя температурными графиками. Результаты этих расчетов приведены в табл. 3.35. Видно, что отклонения конечных температур воды, вытекающей из трубок первого по ходу движения воздуха теплообменного ряда, от средней температуры $T_{ж.к}^{т.о}$ сравнительно невелики и не могут быть причиной замерзания трубок для правильно подобранных теплообменников стальных и биметаллических воздухонагревателей. Отметим также, что полученные результаты носят достаточно общий характер, так как охватывают весь практически важный диапазон изменений относительных перепадов $\theta_s^{т.о}$ и θ_s^1 и водяных эквивалентов W .

Таблица 3.35
РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ ТИПА КСк4-11-02ХЛЗА

Номер варианта	$t_{в.н}, ^\circ\text{C}$	$t_{в.к}, ^\circ\text{C}$	$T_{ж.н}, ^\circ\text{C}$	$T_{ж.к}^{т.о}, ^\circ\text{C}$	$\Delta T_{ж.к}, ^\circ\text{C}$	$w, \text{м/с}$	W	$\theta_s^{т.о}$	θ_s^1
1	-26	38,1	150	70	-14,1	0,49	0,80	0,364	0,455
2	2,3	27,3	70	40	-5,4	0,51	0,83	0,369	0,443
3	-26	35,7	130	70	-11,8	0,63	1,03	0,396	0,384
4	-0,9	25,9	70	40	-5,5	0,55	0,89	0,378	0,422
5	-26	33,7	110	70	-9,0	0,91	1,49	0,439	0,294
6	-5,6	24,1	70	40	-5,8	0,60	0,99	0,392	0,400

В медно-алюминиевых теплообменниках также может наблюдаться различие средней температуры воды, выходящей из теплообменника и из отдельных циркуляционных контуров, если число ходов по теплоносителю в этих контурах неодинаково. Такая ситуация имеет место в тех случаях, когда общее число трубок теплообменника некратно принятому числу ходов. Количественную оценку отмеченного обстоятельства можно получить, подсчитав, например, разность температур воды на выходе из циркуляционных контуров двухрядного теплообменника, в котором число ходов отличается на два, используя для этого формулы (2.51) и (2.52) или (2.62) и (2.63).

В частности, для прямооточного движения воды и воздуха приближенная формула для максимальной величины разности средней температуры воды после теплообменника и температуры воды, вытекающей из циркуляционного контура с большим числом ходов, имеет вид

$$T_{ж.к}(ff) - T_{ж.к}(ff+2) = \frac{1}{m_0} \left(1 - \frac{1}{m_0} \theta_s^{(-2)}\right)^{ff/2} \cdot \theta_s^{(-2)}, \quad (3.23)$$

где величины $\theta_s^{(-2)}$ и m_0 определяются формулами (2.62) и (2.53).

Для анализируемой ситуации наиболее опасно, когда максимальное число ходов в одном из циркуляционных контуров равно шести, а в остальных – четырем. Результаты расчетов, проведенных по (3.23), для теплообменника ВНВ243.2-100-095-02-2,5-04(06) при расходе воздуха 11400 м³/ч для трех температурных графиков представлены в табл. 3.36.

Таблица 3.36

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ ВНВ243.2-100-095-02-2,5-04(06)

Номер варианта	$t_{вн}, ^\circ\text{C}$	$t_{вс}, ^\circ\text{C}$	$T_{ж.к}, ^\circ\text{C}$	$T_{ж.к}^{т.о}, ^\circ\text{C}$	$\Delta T_{ж.к}, ^\circ\text{C}$	$w_4, \text{м/с}$	$w_6, \text{м/с}$	$\theta_s^{т.о}$	θ_s
1	- 26	18,9	150	69,6	-32,1	0,63	0,51	0,255	0,457
2	2,3	19,8	70	39,6	- 12,3	0,65	0,53	0,258	0,449
3	- 26	18,1	130	70	-26,9	0,83	0,68	0,283	0,385
4	- 0,9	18,1	70	39,9	-12,7	0,71	0,58	0,268	0,424
5	- 26	17,1	110	69,5	-20,5	1,20	0,98	0,317	0,298
6	- 5,6	15,5	70	40,2	-13,2	0,80	0,65	0,279	0,394

$\Delta T_{ж.к} = T_{ж.к}(ff+2) - T_{ж.к}^{т.о}$, w_4 и w_6 – соответственно скорости воды в трубах циркуляционных контуров с числом ходов 4 и 6.

Как видно из полученных расчетных данных, в рассматриваемом случае величины $\Delta T_{ж.к}$ достаточно велики, поэтому в конструкциях медно-алюминиевых теплообменников следует стремиться к тому, чтобы число ходов во всех циркуляционных контурах было одинаково. Именно по указанным причинам в ряде зарубежных конструкций медно-алюминиевых теплообменников для обеспечения равенства ходов во всех циркуляционных контурах часть трубок просто не включают в работу. Допускается также, что один из контуров может иметь меньшее количество ходов, в то время как все остальные имеют на два хода больше.

Рассмотрим далее влияние неравномерности поля температур во фронтальном сечении на входе в теплообменник на его работу. Такие ситуации практически всегда возникают при номинальных режимах работы в системах с рециркуляцией ввиду недостаточно полного перемешивания воздушных потоков перед воздухонагревателем. Указанное обстоятельство приводит к гидродинамическому и температурному расслоению воздушного потока, в связи с чем расчетные температуры воздуха перед нагревателем отличаются от их локальных значений. Само по себе нарушение равномерности полей скоростей и температур вряд ли может привести к существенному локальному понижению температуры стенок трубок при штатных режимах. Однако при некоторых режимах работы температурное и скоростное расслоение воздушного потока перед теплообменником в сочетании с другими действующими факторами может быть причиной существенных нарушений в работе воздухонагревателя. Речь идет прежде всего о так называемом дежурном режиме, когда приточная система или система кондиционирования воздуха не работает, а работоспособность воздухонагревателя обеспечивается функционирующей системой защиты от замерзания. В том случае, когда имеется достаточно существенная разность статических давлений между местом забора воздуха в приточную систему и вытяжкой, могут возникнуть протечки через воздушный клапан холодного наружного воздуха, который будет стелиться по днищу приемного блока. При этом датчик температуры, если он установлен в неудачном месте, будет показывать температуру воздуха перед теплообменником, существенно превышающую ту, с которой воздух в действительности поступает на нижние трубки воздухонагревателя. Учитывая, что в этом режиме, если применена система качественного регулирования теплопроизводительности, поддерживается минимальный расход теплоносителя, при котором в трубах имеет место ламинарный режим течения, может оказаться, что температура воды в нижних трубах опустится ниже допустимого уровня, а датчик температуры выходящей воды не будет сигнализировать об этом, так как он реагирует на среднюю температуру воды в сборном коллекторе, что, в конечном счете, и может явиться причиной замерзания воды в нижних трубах.

Для определения реальной опасности замерзания дополним качественную картину описываемой ситуации количественными оценками, вычислив ожидаемые значения температуры стенки медной трубки, которая может иметь место в описываемом режиме. С этой целью проведем анализ величин перепадов температур в ядре потока жидкости и на внутренней поверхности трубки. Рассмотрим элементарный участок оребренной трубчатой поверхности водовоздушного теплообменника. Исходя из условия равенства тепловых потоков, передаваемых через все тепловые сопротивления этого элемента, получим следующее соотношение температур T_x и $T_{ст}$:

$$T_{\text{ж}} - T_{\text{ст}} \approx \frac{1}{1 + \frac{\alpha_{\text{ж}}}{\alpha_{\text{в}} \eta_p \varphi}} (T_{\text{ж}} - t_{\text{в}}). \quad (3.24)$$

Как видно из (3.24), степень приближения температуры стенки зависит от величины комплекса $A_{\text{ст}} = 1 / (1 + \frac{\alpha_{\text{ж}}}{\alpha_{\text{в}} \eta_p \varphi})$, который, в свою очередь, определяется конструктивными и теплотехническими характеристиками теплообменника. Совершенно очевидно, что для снижения опасности замерзания необходимо, чтобы величина этого комплекса была как можно меньше. Оценим порядок $A_{\text{ст}}$ при номинальных режимах работы теплообменника. В этом случае, как показывают расчеты, течение теплоносителя в трубках носит турбулентный характер (скорости движения воды в трубках находятся в диапазоне 0,7 – 1,75 м/с, соответствующие числа Рейнольдса лежат в интервале 17000 – 62000), а величины коэффициентов теплоотдачи со стороны теплоносителя находятся в диапазоне 4000 – 9300 Вт/(м²·°C). При массовых скоростях воздуха во фронтальном сечении 2,5 – 4,5 кг/м²·с для различных конструктивных исполнений теплообменников с шагом установки пластин 1,8 – 4,0 мм величина указанного комплекса может изменяться в пределах 0,13 < $A_{\text{ст}}$ < 0,22. Принимая в качестве расчетного значения комплекс $A_{\text{ст}} = 0,2$, имеем

$$T_{\text{ст}} \approx 0,8 \cdot T_{\text{ж}} + 0,2 \cdot t_{\text{в}}. \quad (3.25)$$

Проанализируем полученное соотношение. Из него следует, что для режима работы теплообменника, при котором температура воды на выходе из теплообменника равна примерно 65 °С, а температура воздуха, попадающего на медные трубки последнего хода, -26 °С (этот режим характерен для противоточной схемы обвязки), снижение температур воды на внутренней поверхности этих трубок составит около 18 °С, а величина $T_{\text{ст}} = 47$ °С. Это довольно существенное падение температуры $T_{\text{ст}}$ по отношению к величине $T_{\text{ж}}$. Этого можно избежать, если вместо противоточной схемы обвязки трубок применить прямоточную. В этом случае холодный воздух натекает в трубки, где температура воды максимальна и, следовательно, абсолютное падение температур воды на внутренней поверхности этих трубок тоже возрастет и составит около 31 °С при температуре воды, поступающей в теплообменник, равной 130 °С. Однако $T_{\text{ст}}$ при этом будет составлять около 99 °С, что делает прямоточную схему более предпочтительной для применения, несмотря на то что она по своей теплотехнической эффективности несколько уступает противоточной схеме. Учитывая, что обе указанные схемы из-за особенностей, обусловленных необходимостью обеспечения слива воды из всех циркуляционных контуров, являются условно - противоточными и условно - прямоточными, максимальная разница в величинах соответствующих эффективностей не превышает 3 – 5%.

Из (3.25) также следует, что даже при температуре натекающего воздуха, равной -26 °С, температура внутренней поверхности трубки остается выше 0 °С, если температура воды не опустится ниже 6,5 °С, а также что при температурах воды на выходе из теплообменника, равных примерно 30 °С, температура стенок медных трубок при температуре воздуха -26 °С не опускается ниже 18,8 °С. Таким образом, при штатных режимах работы температуры стенок медных трубок в последних ходах теплообменника далеки от опасного уровня.

Иная температурная ситуация может возникнуть в стояночном режиме, когда имеется просос холодного наружного воздуха через воздушные клапаны при малых значениях скоростей теплоносителя, двигающегося по трубкам теплообменника. В этом случае при количественном способе регулирования скорости воды в трубках малы и могут находиться на уровне 0,03 – 0,05 м/с, когда режим течения становится ламинарным и коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{\text{ж}}$ составляют 300 – 350 Вт/(м²·°C). При этом одновременно и величины коэффициентов внешнего теплообмена при течении воздуха с малыми скоростями в межпластинчатых каналах в нижней части теплообменника резко падают и приближаются к уровню, характерному для коэффициентов $\alpha_{\text{в}}$, имеющих место в режимах естественной конвекции воздуха, т.е. $\alpha_{\text{в}} \approx 5 - 7$ Вт/(м²·°C). В этом случае, как показывают расчеты, 0,41 < $A_{\text{ст}}$ < 0,55. Принимая в качестве расчетной величину $A_{\text{ст}} = 0,5$, можно получить примерное равенство

$$T_{\text{ст}} \approx 0,5 \cdot (T_{\text{ж}} + t_{\text{в}}), \quad (3.26)$$

из которого вытекает, что для обеспечения незамерзания воды в трубках необходимо, чтобы $T_{\text{ж}} \approx -t_{\text{в}}$. Следовательно, для исключения замерзания воды в трубках при $t_{\text{в}} = -26$ °С температура воды не должна быть меньше 26 °С. Несоблюдение этого условия теоретически должно привести к созданию аварийной ситуации, на которую датчики системы защиты от замерзания не будут реагировать.

Еще одной причиной, которая может привести к снижению, а в некоторых режимах и полному приостановлению циркуляции воды через отдельные контуры, является действие архимедовых сил в конструкциях со многими циркуляционными контурами. Обычно в расчетном режиме скорости движе-

ния теплоносителя в многоходовых теплообменниках велики и действие архимедовых сил не оказывает влияния на распределение потоков жидкости по отдельным контурам. Однако при осуществлении количественного регулирования скорости воды начинают значительно уменьшаться. Еще более опасным является стояночный режим, в котором малые скорости движения теплоносителя при использовании схем количественного регулирования с байпасом регулирующего клапана являются обычными. При этом архимедовы силы могут стать примерно равными перепаду давления в трубках, что может привести к полному прекращению циркуляции в отдельных контурах.

Количественная оценка этого явления была проведена в п. 2.4. Расчеты показывают, что если скорость воды в трубках не опускается ниже порогового значения $w_{\text{пор}} = 0,12$ м/с, то замораживание воды не должно происходить.

Таким образом, практически во всех эксплуатационных режимах величина скорости в трубках будет намного превышать пороговое значение даже при количественном способе регулирования. Единственным режимом, при котором может возникнуть опасность торможения потока вследствие действия архимедовых сил, является дежурный режим, когда при количественном способе регулирования через теплообменник протекает минимальное количество теплоносителя, определяемое либо наличием небольшой байпасной линии, либо протечками через регулирующий клапан.

Поэтому для регулирования теплопроизводительности медно-алюминиевых теплообменников и обеспечения надежной работы систем защиты от замораживания во всех эксплуатационных режимах, когда температура воздуха перед теплообменником может опускаться ниже 0°C , необходимо применять системы автоматики с качественным регулированием с циркуляционным насосом, обеспечивающим циркуляцию теплоносителя через теплообменник практически с постоянным расходом, при скоростях воды в трубках не ниже $0,8 - 1,0$ м/с в течение всего времени работы.

В тех случаях, когда имеется вероятность протечек холодного воздуха через воздушный клапан и попадание его на нижний циркуляционный контур, для гарантированной работы теплообменника в дежурном режиме необходимо обеспечить постоянную работу циркуляционного насоса. Еще одно возможное техническое решение для рассматриваемой нештатной ситуации состоит в следующем. Для предотвращения попадания холодного потока на нижние циркуляционные контуры перед теплообменником на днище приемного блока следует установить небольшой центробежный вентилятор с расходом воздуха, обеспечивающим $40 - 50$ -кратный воздухообмен в этом блоке, с выбросом воздуха по направлению к лопаткам воздушного клапана (рис. 3.29). В этом случае попавший в приемный блок наружный воздух будет хорошо перемешан, и если и произойдет похолодание воздуха перед теплообменником при сравнительно больших протечках, то оно будет зафиксировано датчиком температуры, который включит в работу циркуляционный насос и откроет регулирующий клапан, обеспечив режим прогрева воздухонагревателя.

Все приведенные выше расчеты носят целенаправленный характер. Они были выполнены для определения наиболее вероятных причин замерзания воды в трубках медно-алюминиевых теплообменников, а также для оценок комплексного влияния выявленных отрицательных факторов и разработки мероприятий, направленных на предотвращение явлений замерзания воды в трубках этих теплообменников и повышение надежности работы всей системы (необходимость обеспечения равного числа ходов во всех циркуляционных контурах, целесообразность использования условно - прямоточных схем калачевых обвязок воздухонагревателей, применение схем качественного регулирования теплопроизводительности, определение уровня настройки датчиков температуры воды на выходе из теплообменников и т.п.).

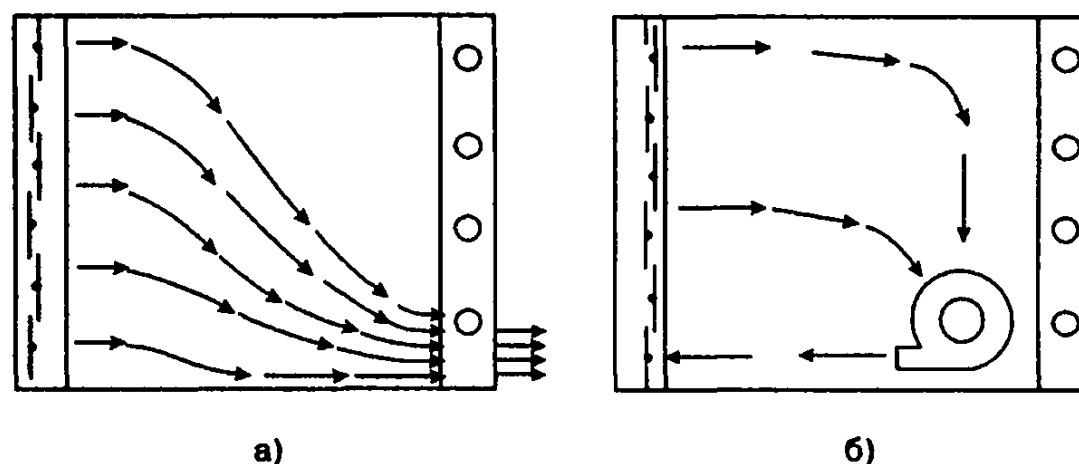


Рис. 3.29. Принципиальные схемы штатного и модернизированного приемных блоков:
 а – штатный приемный блок приточной установки;
 б – модернизированный приемный блок со вспомогательным центробежным вентилятором, функционирующим в дежурном режиме

Приведенные рекомендации позволяют решать вопросы надежности медно-алюминиевых воздухонагревателей, работающих в приточных установках, во всех климатических районах страны, где расчетная температура наружного воздуха по параметрам Б не опускается ниже 40 °С. Для более суровых условий появляется необходимость в дополнительных мероприятиях, обеспечивающих требуемую надежность работы медно-алюминиевых теплообменников. В связи с этим в условиях Северной строительной-климатической зоны в настоящее время целесообразно использовать уже имеющийся многолетний опыт проектирования и эксплуатации приточных систем со стальными калориферами, учитывая при этом конструктивные особенности медно-алюминиевых теплообменников и полученные выше результаты расчетного анализа.

Прежде всего необходимо отметить, что работы по обеспечению надежности теплообменников следует начинать уже на стадии проектных решений. Например, в соответствии с [55] в канале рециркуляционного воздуха рекомендуется устанавливать дополнительный воздухонагреватель (рис. 3.30). В этом случае температура воздуха перед основным воздухонагревателем приточной установки всегда положительна, что полностью исключает его замерзание, а тепловая мощность дополнительного теплообменника может превосходить теплопроизводительность основного.

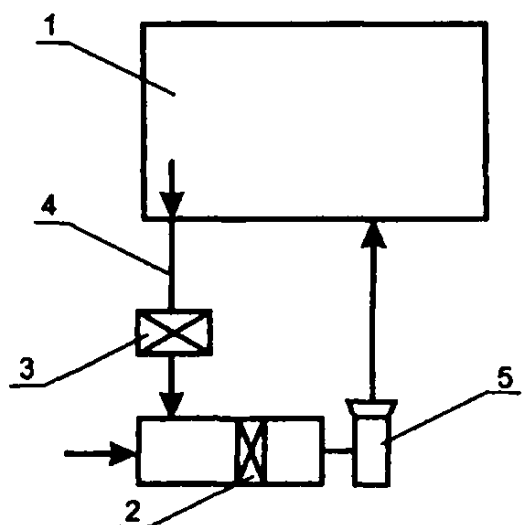


Рис. 3.30. Схема приточной вентиляции или кондиционирования с дополнительным воздухонагревателем, установленным в рециркуляционном воздуховоде: 1 – обслуживаемое помещение; 2 – основной воздухонагреватель; 3 – дополнительный воздухонагреватель; 4 – рециркуляционный воздуховод; 5 – вентилятор

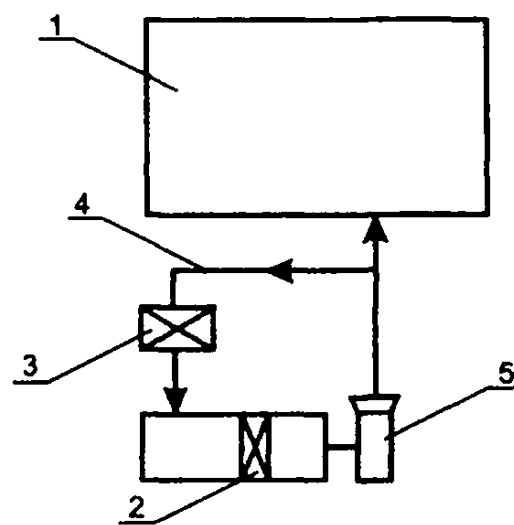


Рис. 3.31. Схема приточной вентиляции или кондиционирования, работающая с дополнительным воздухонагревателем, установленным на обводной циркуляционной ветви: 1 – обслуживаемое помещение; 2 – основной воздухонагреватель; 3 – дополнительный воздухонагреватель; 4 – циркуляционный обводной воздуховод; 5 – вентилятор

Когда рециркуляция недопустима, в [55] предлагается применять компоновочную схему, приведенную на рис. 3.31. В этом случае необходима установка дополнительных воздушных клапанов, позволяющих обеспечить соответствующие величины расходов приточного и циркуляционного потоков воздуха. Кроме того, воздухопроизводительность вентилятора в этом случае может существенно превышать расчетные значения приточного воздуха из-за возможной достаточно большой мощности циркуляционного потока.

Для снижения опасности замерзания применяются специальные конструкции медно-алюминиевых теплообменников с большим числом рядов трубок и большими шагами установки теплопередающих пластин при условно-прямоточной схеме обвязки. Дело в том, что в таком теплообменнике можно подобрать соотношение числа рядов и шаг расположения пластин таким образом, что уже после второго ряда температура воздуха становится выше 0 °С и таким образом опасность замерзания воды в трубках исключается.

Используя программу «CuAl», рассчитаем параметры воды и воздуха для следующих исходных данных: теплообменник ВНВ243-166-100-...-2, расход воздуха 18000 м³/ч, $t_{в.н.} = -52$ °С, $t_{в.к.} = 25$ °С, $T_{ж.н.} = 150$ °С, $T_{ж.к.} = 70$ °С. В результате расчета подобран теплообменник ВНВ243-166-100-04-3,3-04-2. После второго ряда трубок температура воздуха равна 0,5 °С, а температура жидкости составляет 95,5 °С. Это соотношение находится далеко от порогов замораживания.

В особо ответственных случаях для обеспечения надежной работы воздухонагревателей в условиях Крайнего Севера в качестве теплоносителя могут быть использованы водные растворы солей или органических веществ с низкой температурой замерзания. Исходя из условий минимального коррозионного воздействия на материал медных трубок в качестве таких теплоносителей целесообразно применять водные растворы этилен- или пропиленгликоля. Учитывая, что при концентрациях свыше 60% по массе (это соответствует

$t_x \approx -51^\circ\text{C}$) пропиленгликоль превращается в стеклообразную массу, в рассматриваемых случаях необходимо применять водный раствор этиленгликоля и, в частности, так называемую жидкость ОЖ-65, состав которой был разработан специально для использования в этих условиях. В соответствии с ГОСТ 28084–89 данная жидкость представляет собой смесь, состоящую из 65% жидкости ОЖ-5 и 35% H_2O . В свою очередь, ОЖ-5 – это смесь 5% H_2O и 95% гликоля $\text{C}_2\text{H}_4(\text{OH})_2$. Таким образом, в указанной жидкости содержится 38,25% воды и 61,75% этиленгликоля. Температура замерзания жидкости ОЖ-65 составляет -65°C .

Для иллюстрации по программе «CuAl» были проведены расчеты выбора поверхности нагрева воздушонагревателя, работающего на водном растворе этиленгликоля, концентрация которого равна 60%. Исходными являлись следующие данные: теплообменник ВВВ243-166-100-...-1, расход воздуха $18000 \text{ м}^3/\text{ч}$, $t_{\text{вх}} = -52^\circ\text{C}$, $t_{\text{вк}} = 25^\circ\text{C}$, $T_{\text{вх}} = 135^\circ\text{C}$, $T_{\text{вк}} = 60^\circ\text{C}$. Приведенные выше значения начальной и конечной температур теплоносителя объясняются тем, что они должны быть обеспечены в специальной системе подготовки, работающей на горячей воде с тепловым графиком 150/70.

Результаты расчетов показывают, что для рассматриваемого случая может быть использован воздушонагреватель ВВВ243.2-166-100-04-2,4-06-1, теплопередающая поверхность которого составляет $139,2 \text{ м}^2$. Следует отметить, что появилась возможность использования противоточного теплообменника, а также упрощения системы автоматики, так как в этом случае можно отказаться от схемы качественного регулирования и защиты от замораживания.

При этом расход водного раствора этиленгликоля $6,25 \text{ м}^3/\text{ч}$, скорость в трубах $1,4 \text{ м/с}$, гидравлическое сопротивление теплообменника $29,7 \text{ кПа}$, а конечная температура теплоносителя в расчетном режиме $58,9^\circ\text{C}$. Последние данные являются исходными для проектирования системы подготовки теплоносителя, предусматривающей нагрев его горячей водой от централизованного теплоносителя (в рассматриваемом случае, так как начальная температура теплоносителя, поступающего в теплообменник, была принята равной 135°C), в состав которой должен быть включен водо-водяной пластинчатый теплообменник, например производства фирмы «АО Альфа Лаваль», а также система автоматики, обеспечивающая как требуемые параметры приточного воздуха, так и надежность работы системы подготовки воды.

3.5. ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛИ КОНДИЦИОНЕРОВ КЦКП

3.5.1. КОНСТРУКЦИЯ И ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ВОЗДУШНЫХ ЭЛЕКТРОНАГРЕВАТЕЛЕЙ

Третью группу рекуперативных теплообменников, применяемых для нагрева воздуха в системах кондиционирования воздуха и вентиляции (см. рис. 1.4), составляют электрокалориферы с трубчатыми электронагревательными элементами (ТЭНами). Конструктивно электрические калориферы (рис. 3.32) состоят из двух боковых трубных решеток, на которых монтируются ТЭНы, клеммных коробок, к которым подводится электропитание, а также двух щитков, образующих жесткую и прочную конструкцию. Количество клеммных коробок определяется типом применяемых ТЭНов: если в конструкции теплообменника применяются прямолинейные ТЭНы, необходимо иметь две клеммные коробки, а если U-образные ТЭНы – одну.

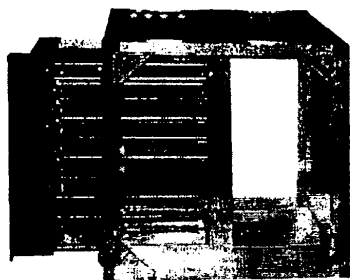


Рис. 3.32. Электрический воздушонагреватель кондиционеров КЦКП

Каждый ТЭН представляет собой стальную трубку, внутри которой находится наполнитель, характеризующийся высокой теплопроводностью и изоляционными свойствами (чаще всего перилита), с запрессованной в нем нихромовой спиралью. Концы спиралей привариваются к стальным или никелевым контактным стержням, на которые насажены фарфоровые изоляторы со специальными шайбами для крепления ТЭНов к трубной доске. Контактные концы ТЭНов соединяются между собой перемычками.

Смонтированные таким образом ТЭНы образуют трубный пучок, омываемый поперечным воздушным потоком. Как правило, ТЭНы расположены в шахматном порядке, что обеспечивает более равномерное обтекание их нагреваемым воздушным потоком и снижение доли кормовых зон с пониженным теплообменом. В этом случае в каждом фронтальном ряду ТЭНы находятся друг от друга на расстоянии продольного шага S_1 , а ряд от ряда – на расстоянии поперечного шага S_2 .

Основной особенностью работы ТЭНов является то, что количество тепловой энергии, передаваемой от тепловыделяющего элемента к нагреваемому воздушному потоку в единицу времени, практически не зависит от параметров нагреваемой среды и скорости обдува и определяется лишь подводимым напряжением и собственным сопротивлением нихромовой спирали и подсчитывается по формуле

$$Q = I^2 R = \frac{U^2}{R}, \text{кВт.} \quad (3.27)$$

Некоторое изменение сопротивления спирали по сравнению с паспортными данными, когда температура поверхности ТЭНа отклоняется от стандартных значений, можно не учитывать в инженерных расчетах, так как величина температурного коэффициента сопротивления для нихрома близка к $0,08 \cdot 10^{-3} \text{ Ом}/^\circ\text{C}$.

Тем не менее параметры воздушного потока и скорость обдува в рассматриваемом случае играют решающую роль в обеспечении долговечности работы ТЭНа, так как они в значительной мере определяют среднюю температуру поверхности тепловыделяющего элемента. Эта температура, в свою очередь, определяет тепловой режим работы нихромовой спирали, которая является основным тепловыделяющим элементом и работает, находясь в окружении электроизоляционного материала. Поэтому, хотя теплостойкость нихрома велика, если условия съема тепла неудовлетворительны, будет перейден допустимый температурный порог и спираль выйдет из строя.

В СКВ и В электронагреватели рассматриваемой конструкции могут применяться как в качестве сетевых нагревателей воздуха, устанавливаемых непосредственно в воздуховодах, так и в составе различного воздухообрабатывающего оборудования (воздушно-отопительные агрегаты, центральные кондиционеры и т.п.). Сетевые нагреватели воздуха работают при сравнительно больших скоростях набегающего потока воздуха, в связи с чем температура их теплопередающей поверхности, как правило, всегда находится в допустимых пределах. При работе в составе агрегатированного оборудования к ТЭНам предъявляется ряд дополнительных требований по ограничению этой температуры.

Следует отметить, что, несмотря на сравнительно большую стоимость электроэнергии по сравнению с тепловой, в последнее время практически все зарубежные фирмы предусматривают комплектование своих центральных кондиционеров электрическими воздушнонагревателями наряду с воздушнонагревателями, работающими на горячей воде, причем единичная электрическая мощность таких устройств иногда превышает 400 – 500 кВт. Указанные нагреватели имеют ряд специфических особенностей, которые должны быть учтены при конструировании данного вида оборудования. В качестве нагревательных элементов должны использоваться ТЭНы с развитой оребряющей поверхностью, которые относятся к числу так называемых низкотемпературных ТЭНов, температура поверхности которых в расчетных режимах не должна превышать 130 – 140 °С. Такой щадящий температурный режим обусловлен стремлением не только увеличить срок службы ТЭНа, но и избежать окисления поверхности ТЭНов, которое начинается обычно при более высоких температурах. Кроме того, при таком уровне температур теплопередающей поверхности доля радиационного теплообмена в общем тепловом балансе мала и поэтому не происходит опасного разогрева расположенных в непосредственной близости от электрического воздушнонагревателя элементов конструкции кондиционера и воздушных фильтров.

Электрические воздушнонагреватели, встраиваемые в центральные кондиционеры, имеют практически такие же фронтальные сечения, как и остальные блоки кондиционеров. Поэтому скорости воздуха во фронтальном сечении изменяются в широком диапазоне, причем минимальные значения могут достигать 2,0 – 2,2 м/с. В связи с этим величина удельной тепловой нагрузки теплонагревающих элементов должна находиться в строгом соответствии с величиной теплопередающей поверхности ТЭНа, скоростью его обдува и качеством контакта между самим ТЭНом и оребряющей поверхностью.

Стремление снизить температуры поверхностей нагрева трубчатых нагревательных электрических элементов привело к созданию конструкций ТЭНов с развитой теплопередающей поверхностью, которые в настоящее время полностью вытеснили неоребранные ТЭНы во всех встраиваемых конструкциях электрических воздушнонагревателей. При этом контакт между трубчатым нагревательным элементом и развитой поверхностью создается в ходе самого процесса производства нагревателей. В биметаллических спирально-накатных ТЭНах он создается при деформации алюминиевой рубашки и образовании контактной винтовой линии, а в спирально-навивных элементах тепловой мостик появляется за счет усилий деформации ленты при навивке. К качеству контакта в ТЭНах предъявляются достаточно высокие требования, так как от величин контактного сопротивления решающим образом зависят температура поверхности трубок ТЭНа и, следовательно, его надежность и долговечность.

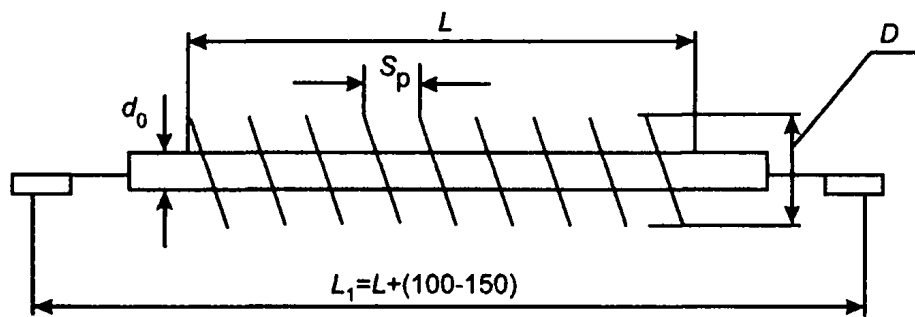


Рис. 3.33. Конструктивные характеристики спирально-навивного ТЭНа

Расчеты показывают, что эквивалентный воздушный зазор между трубкой и ребрами в спирально-навивных ТЭНах или между несущей стальной и алюминиевой трубками в спирально-накатных ТЭНах не должен превышать сотых долей миллиметра, так как в противном случае перепад температур между трубкой и корнем оребряющей поверхности может достигать нескольких сотен градусов. В этом случае температура поверхности трубки существенно превосходит температуру ребер и основной отвод тепла, несмотря на разницу величин поверхности трубок и ребер, будет осуществляться от трубчатой поверхности как конвективным путем, так и излучением при повышенной ее температуре и, следовательно, при резком снижении надежности нагревательного элемента. Оребрение в этой ситуации может играть отрицательную роль, так как его наличие снижает коэффициенты наружного теплообмена самих трубок.

В последнее время биметаллические ТЭНЫ, изготавливаемые по накатной технологии, повсеместно вытесняются трубчатыми спирально-навивными конструкциями, которые имеют более стабильные значения контактных сопротивлений. В этих ТЭНах для повышения надежности работы трубка самого ТЭНа изготавливается из нержавеющей стали, а для навивки ребер используется лента либо из нержавеющей стали, либо из обычных конструкционных сталей (последнее сочетание материалов позволяет резко снизить стоимость ТЭНов, так как значительную часть цены нагревательного элемента составляет именно цена оребряющей ленты).

Учитывая перспективность применения спирально-навивных ТЭНов в составе центральных кондиционеров, фирмой «ВЕЗА» были проведены работы по определению оптимальных конструктивных параметров таких ТЭНов и трубного пучка с учетом обеспечения надежной работы тепловыделяющих элементов в составе кондиционеров при невысоких значениях скоростей воздуха (порядка 2,0 – 2,2 м/с). В ходе этих работ анализировались следующие основные конструктивные характеристики ТЭНов (рис. 3.33): D_{op} – наружный диаметр оребрения, мм; d_0 – внутренний диаметр оребрения, совпадающий с наружным диаметром трубного ТЭНа, мм; S_p – шаг расположения ребер, мм; δ_p – толщина ребра, мм; L – длина активной оребренной части ТЭНа, мм; L_1 – общая длина ТЭНа, мм.

3.5.2. АЛГОРИТМ РАСЧЕТА И ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ

Указанные работы, конечной целью которых было определение средней температуры поверхности ТЭНов, а также аэродинамического сопротивления в зависимости от скорости набегающего потока для трубных оребренных пучков с различными конструктивными характеристиками, проводились расчетными методами. Рассмотрим далее более подробно способ получения расчетных зависимостей. Будем считать, что нагреватель представляет собой пучок оребренных трубок, расположенных в шахматном порядке, которые омываются набегающим на них под углом 90° потоком воздуха. В этом случае для определения искомых параметров могут быть использованы обобщенные зависимости для коэффициентов внешнего теплообмена, которые апробированы при создании нормативных методов расчета теплообменных аппаратов различных энергетических устройств [59]. Предположим также, что скорость воздуха на входе в теплообменник постоянна по всему фронтальному сечению, средняя температура ТЭНов по длине трубки тоже постоянна и все ТЭНЫ, расположенные в одном ряду, находятся в сходных тепловых и гидродинамических условиях. Кроме того, будем считать, что коэффициенты теплоотдачи α , одинаковы по всей теплопередающей поверхности, т.е. на поверхности ребер и трубок. Само ребро не является плоским, так как в ходе образования спирально-навивной поверхности у корня ребра происходит смятие навиваемой ленты и формирование гофрированного сравнительно небольшого по площади прикорневого участка. Учесть влияние этого участка на гидродинамику и теплообмен практически

невозможно. Поэтому в дальнейшем будем считать, что при расчете теплоотдачи можно пользоваться известными расчетными зависимостями, принимая поверхность ребер плоской.

С учетом принятых допущений количество тепла q_τ , отдаваемое одним ТЭНом в единицу времени, таково:

$$q_\tau = \alpha_b f_\tau (t_{\text{нов}} - t^*), \quad (3.28)$$

где

$$t^* = \frac{t_{\text{в.к}} + t_{\text{в.н}}}{2}. \quad (3.29)$$

С другой стороны, количество тепла, полученное нагреваемым воздухом,

$$q_\tau = c_b g_b (t_{\text{в.к}} - t_{\text{в.н}}), \quad (3.30)$$

где g_b – количество воздуха, обрабатываемое одним ТЭНом.

Приравнявая (3.28) и (3.30), получим

$$t_{\text{нов}} = \frac{q_\tau}{\alpha_b f_\tau} \left(1 + \frac{\alpha_b f_\tau}{2c_b g_b}\right) + t_{\text{в.н}}; \quad (3.31)$$

$$t_{\text{в.к}} = \frac{q_\tau}{c_b g_b} + t_{\text{в.н}}. \quad (3.32)$$

Для электронагревателя, имеющего N_p рядов ТЭНов, средняя температура поверхности i -го ряда $t_{\text{нов}}^i$ и температура воздуха на выходе из этого ряда $t_{\text{в.к}}^i$ могут быть подсчитаны по формулам

$$t_{\text{нов}}^i = \frac{q_\tau}{\alpha_b f_\tau} \left[1 + \frac{\alpha_b f_\tau}{c_b g_b} (0,5 + (i-1))\right] + t_{\text{в.н}}; \quad (3.33)$$

$$t_{\text{в.к}}^i = i \cdot \frac{q_\tau}{c_b g_b} + t_{\text{в.н}}. \quad (3.34)$$

Для проведения вычислений по (3.33) и (3.34) необходимо располагать информацией о величинах коэффициентов теплоотдачи α_b в оребренных трубных пучках шахматной компоновки. Эту величину целесообразно определять по обобщенной зависимости, предложенной А. Жукаускасом [49]:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha_b d_0}{\lambda_b} = 0,19 \cdot \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{0,2} \cdot \left(\frac{S_p}{d_0}\right)^{0,18} \cdot \left(\frac{h}{d_0}\right)^{-0,14} \text{Re}^{0,65} \text{Pr}^{0,33}, \quad (3.35)$$

где

$$h = \frac{D_{\text{оп}} - d_0}{2}; \quad \text{Re} = \frac{V_{\tau,0} d_0}{\sigma \cdot \nu_b}; \quad \sigma = ((S_1 - d_0) S_p - 2h \delta_p).$$

Величина теплопередающей поверхности одного ТЭНа может быть подсчитана по формуле

$$f_\tau = \pi \cdot l_\tau \left(\frac{D_{\text{оп}}^2 - d_0^2}{2 \cdot S_p} + d_0 \left(1 - \frac{\delta_p}{S_p}\right) \right), \quad (3.36)$$

а

$$g_b = 3600 \cdot \rho_b \cdot S_1 \cdot V_{\tau,0} \cdot l_\tau, \quad (3.37)$$

где l_τ – длина ТЭНа, м.

Для определения аэродинамического сопротивления целесообразно использовать методику, изложенную в [26, 59], учитывая при этом наличие гофрировки теплопередающей поверхности у корня ребра. В соответствии с данной методикой величина аэродинамического сопротивления теплообменника с оребренными трубками для пучка шахматной компоновки определяется таким образом:

$$\Delta P_a = \text{Eu}_0 \cdot N_p \cdot \rho_b \cdot \left(\frac{V_{\tau,0}}{\sigma}\right)^2, \quad (3.38)$$

где