

Б.И. Бялый

**Тепломассообменное оборудование
воздухообрабатывающих
установок ООО «ВЕЗА»**

Москва 2005

УДК 621.184.64

ББК 31.36

Б99

Настоящая публикация является одной из серии книг, посвященных современному отечественному оборудованию для систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

В данной книге изложены теория и основы расчета теплообменных аппаратов кондиционирования воздуха, характеризующихся значительным разнообразием конструкций и условий работы. Особое внимание уделено описанию таких физических и математических моделей аппаратов, которые позволили построить методы их расчета с использованием общих закономерностей, вытекающих из фундаментальных представлений теории теплообмена.

Книга предназначена для научных и инженерно-технических работников научно-исследовательских, проектных, монтажных организаций и служб эксплуатации, занимающихся исследованием, проектированием, монтажом и эксплуатацией установок кондиционирования воздуха и вентиляции, а также для студентов высших учебных заведений, обучающихся соответствующим специальностям.

Настоящая публикация посвящается памяти Б.И. Бялого

Подписано в печать 11.02.05. Формат 62×94 ¹/₈. Усл. печ. л. 34,75. Тираж 1000 экз.
Заказ №311. Отпечатано с готовых диапозитивов в ООО «Инфорт»

© Кандидат технических наук, старший научный сотрудник

Б.И. Бялый

ВНИИ «Кондиционер», г. Харьков

© ООО «Инфорт»

ISBN 5-9900418-1-0

2005

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	7
Основные обозначения.....	9
Глава 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПРОЦЕССАХ И АППАРАТАХ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ (СКВ и В).....	11
1.1. Классификация процессов и теплоемкообменных аппаратов установок кондиционирования воздуха.....	11
1.2. Основные рабочие вещества, применяемые в аппаратах тепловлажностной обработки воздуха систем кондиционирования и вентиляции	16
1.3. Контактная поверхность аппаратов тепловлажностной обработки воздуха	17
1.4. Математическое моделирование процессов теплоемкопереноса в аппаратах тепловлажностной обработки воздуха систем вентиляции и кондиционирования.....	19
Глава 2. ПОВЕРХНОСТНЫЕ РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ СКВ и В. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОЕМКООБМЕНА.....	25
2.1. Конструктивные особенности стальных и биметаллических воздухонагревателей, обогреваемых водой и насыщенным паром	25
2.2. Основные достоинства медно-алюминиевых пластинчатых теплообменников (CuAl) коллекторно-калачевой конструкции	31
2.3. Медно-алюминиевые теплообменники, выпускаемые ООО «ВЕЗА».....	36
2.3.1. Конструкция, технология изготовления теплообменников и основная номенклатура выпускаемых теплообменников	36
2.4. Жидкостно-воздушные медно-алюминиевые теплообменники	41
2.4.1. Основные технические особенности жидкостно-воздушных медно-алюминиевых теплообменников	41
2.4.2. Технологические схемы качественного регулирования теплопроизводительности воздухонагревателей со смешительным насосом.....	45
2.4.3. Математическое моделирование процессов тепло- и емкообмена в жидкостно-воздушных медно-алюминиевых теплообменниках коллекторно-калачевой конструкции	47
2.4.3.1. Расчетные характеристики жидкостно-воздушных теплообменников.....	47
2.4.3.2. Обоснование метода расчета поверхностных воздухонагревателей коллекторно-калачевой конструкции типа ВНВ243.....	50
2.4.3.3. Общий случай определения теплотехнических характеристик многорядного многоходового воздухонагревателя типа ВНВ343.....	53
2.4.3.4. Определение теплотехнических характеристик теплообменников с реальными схемами обвязки и числом рядов $N_p \leq 4$	56
2.4.3.5. Универсальный алгоритм численного расчета медно-алюминиевых теплообменников	58
2.4.3.6. Определение коэффициентов внешней теплоотдачи и гидравлического сопротивления теплопередающей поверхности медно-алюминиевых теплообменников	61
2.4.3.7. Метод и алгоритм расчета поверхностных воздухоохладителей	65
2.5. Медно-алюминиевые теплообменники с изменением агрегатного состояния рабочего тела	71
2.5.1. Технические особенности паровых и фреоновых медно-алюминиевых теплообменников	71
2.5.2. Алгоритм расчета медно-алюминиевых теплообменников с изменением агрегатного состояния рабочего тела	78
2.5.2.1. Расчетные характеристики теплообменников с изменением агрегатного состояния рабочего тела	78

2.5.2.2. Расчетные зависимости для определения коэффициентов теплоотдачи и сопротивления при конденсации водяного пара внутри труб	81
2.5.2.3. Расчетные зависимости для определения коэффициентов теплоотдачи и сопротивления при конденсации фреонов внутри горизонтальных труб	83
2.5.2.4. Зависимости для определения коэффициентов теплоотдачи и сопротивления при вынужденном движении кипящих фреонов в горизонтальных трубах	87
2.5.3. Интенсификация теплообмена в процессах конденсации и кипения фреонов при вынужденном движении в горизонтальных трубах	91
Глава 3. ПРОГРАММНЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА И ПОДБОРА МЕДНО-АЛЮМИНИЕВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ, ВЫПУСКАЕМЫХ ООО «ВЕЗА»	94
3.1. Компьютерная программа «CuAl» для расчета и подбора медно-алюминиевых теплообменников ООО «ВЕЗА»	94
3.1.1. Типы задач при расчете теплообменников СКВ и В	94
3.1.2. Основы работы с программой «CuAl»	96
3.1.3. Элементы пользовательского интерфейса	97
3.1.4. Выполнение расчетов / подборов медно-алюминиевых пластинчатых теплообменников	98
3.1.4.1. Расчет водяного воздушонагревателя	99
3.1.4.2. Расчет парового воздушонагревателя	100
3.1.4.3. Расчет водяного воздухоохладителя	101
3.1.4.4. Расчет фреонового воздухоохладителя	102
3.1.4.5. Расчет фреонового конденсатора	103
3.1.4.6. Расчет системы теплоутилизации с промежуточным теплоносителем	104
3.1.5. Полное или частичное задание параметров типоразмера теплообменника в задачах расчета	105
3.1.6. Основные приемы работы с программой	107
3.2. Практические расчеты медно-алюминиевых теплообменников по программе «CuAl»	108
3.2.1. Расчет жидкостно-воздушных воздушонагревателей типа ВНВ	108
3.2.1.1. Рабочее поле расчетных величин θ_b^R и степень его покрытия имеющейся номенклатурой теплообменников типа ВНВ	108
3.2.1.2. Выбор расчетных параметров наружного воздуха	113
3.2.1.3. Оперативный подбор медно-алюминиевых теплообменников вместо исчерпавших свой ресурс стальных и биметаллических калориферов с фронтальными сечениями по ГОСТ 7201–70	117
3.2.1.4. Рекомендации по снятию запаса по поверхности	118
3.2.2. Расчет паровых воздушонагревателей типа ВНП	121
3.2.3. Расчет жидкостно-воздушных воздухоохладителей типа ВОВ	122
3.2.4. Расчет фреоновых воздухоохладителей непосредственного испарения типа ВОФ и фреоновых конденсаторов типа ВНФ	125
3.2.5. Расчет теплоутилизаторов с промежуточным теплоносителем	128
3.3. Расчет характеристик обводного канала с воздушным клапаном типа УВК	133
3.4. Возможные причины замораживания воды в трубах медно-алюминиевых теплообменников и способы предотвращения этих явлений	142
3.5. Электрические воздушонагреватели кондиционеров КЦКП	149
3.5.1. Конструкция и особенности работы воздушных электронагревателей	149
3.5.2. Алгоритм расчета и численное моделирование	151
Глава 4. КОНТАКТНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ ВОЗДУХА	157
4.1. Форсуночные камеры орошения	157
4.1.1. Современные конструкции камер орошения	157

ПРЕДИСЛОВИЕ

В настоящее время фирма «ВЕЗА» является пионером и практически единственным в России производителем современного теплообменного оборудования для систем вентиляции и кондиционирования воздуха, отвечающего международным критериям качества продукции. В первую очередь сказанное относится к пластинчатым медно-алюминиевым теплообменникам, которые изготавливаются на автоматизированной линии, включающей высокопроизводительное оборудование фирм «OAK TOOLS», «CMS», «TRIDA», «GBS» и др.

Организация выпуска отечественных медно-алюминиевых теплообменников позволила в кратчайшие сроки наладить серийное производство приточных камер и центральных кондиционеров панельно-каркасной конструкции типа КЦКП производительностью по воздуху от 1,6 до 100 тыс. м³/ч. Указанные кондиционеры и приточные камеры, в состав которых наряду с пластинчатыми воздухонагревателями и воздухоохладителями входят современные высокоэффективные воздушные фильтры, адиабатные камеры орошения и насадочные увлажнители, блоки теплоутилизации и вентиляторные агрегаты двустороннего всасывания, а также воздухоохладители с непосредственным испарением фреонов, по своим конструктивным показателям полностью соответствуют современному техническому уровню данного вида продукции.

Медно-алюминиевые теплообменники являются также основой различных типов воздухообращающего оборудования, выпускаемого ООО «ВЕЗА». К их числу относятся компактные кондиционеры и приточные камеры типа ККП производительностью по воздуху от 0,5 до 2,0 тыс. м³/ч; сетевые воздухонагреватели типа ВНВ и ВВП, работающие на горячей воде и насыщенном пару, а также воздухоохладители ВОВ, работающие на холодной воде; модульные агрегаты воздушного охлаждения типа МАВО, применяемые в качестве конденсаторов фреонов в холодильных установках и сухих градирнях для охлаждения воды и водных растворов этиленгликоля; агрегаты воздушного отопления типа АВО производительностью по воздуху от 2 до 10 тыс. м³/ч и типа АО производительностью по воздуху от 10 до 30 тыс. м³/ч; каналные нагреватели КВН производительностью по воздуху от 0,5 до 7,3 тыс. м³/ч, а также воздушно-тепловые малогабаритные завесы типа ВЗМ и охладительные агрегаты с теплообменниками непосредственного испарения.

Разработка и выпуск столь обширного воздухообрабатывающего оборудования потребовали применения современных подходов к исследованию, расчету и проектированию указанных аппаратов, позволяющих существенным образом сократить временной цикл их разработки при одновременном увеличении точности прогнозируемых теплотехнических параметров.

Эти подходы основываются на использовании методов математического моделирования тепло-массообменных процессов, протекающих в рекуперативных и контактных теплообменных аппаратах, базирующихся на основных закономерностях теории тепло- и массообмена.

В данной книге изложены теория и основы расчета теплообменных аппаратов кондиционирования воздуха, характеризующихся значительным разнообразием конструкций (рекуператоры, контактные аппараты) и условий работы («сухой теплообмен», совместный тепло- и массоперенос). Особое внимание уделено описанию таких физических и математических моделей аппаратов, которые позволили построить методы их расчета с использованием общих закономерностей, вытекающих из фундаментальных представлений теории теплообмена. При таком подходе значительно сокращается количество необходимых экспериментов, которые в этих случаях сводятся, в основном, к определению коэффициентов переноса. Параметры тепло- и массообменивающихся сред при этом определяются расчетным способом.

В ряде случаев практическое применение методов математического моделирования наталкивается на трудности, обусловленные наличием скрытых параметров (факторов) этих моделей, которые обычно могут быть определены лишь в ходе эксперимента. В таких ситуациях целесообразно комплексное использование методов математического моделирования и экспериментального определения недостающих параметров на основе теории многофакторного эксперимента и осуществления обратной связи между экспериментом и теорией с использованием современных ПЭВМ, что, в конечном счете, позволяет достичь значительного ускорения в проведении научно-исследовательских работ.

Именно такой подход был использован фирмой «ВЕЗА» при разработке и организации производства современного отечественного теплообменного оборудования для систем вентиляции и кондиционирования воздуха, отвечающего международным критериям качества продукции. Это позволило отказаться от традиционных методов расчета аппаратов тепловлажной обработки воздуха по осредненным характеристикам, которые в настоящее время уже не позволяют рассчитывать данные аппараты с требуемой современной практикой точностью и выполнять надежную технико-экономическую

оптимизацию, так как базируются на зависимостях, полученных экспериментальным путем и справедливых для ограниченного диапазона исследуемых параметров.

Значительное внимание в книге уделено вопросам постановки и решения задач математического моделирования рекуперативных и контактных аппаратов систем кондиционирования воздуха. Рассмотрены нелинейные дифференциальные уравнения, описывающие стационарный тепло- и массообмен в одномерной и двумерной постановках со сложными граничными условиями, и изложены схемы численного интегрирования этих систем.

Разработанные алгоритмы расчетов процессов теплообмена, протекающих в контактных и рекуперативных теплообменниках установок кондиционирования воздуха и вентиляции, позволили на их основе создать компьютерные программы «КЦКП» и «CuAl» для расчета и подбора оборудования, выпускаемого ООО «ВЕЗА», применение которых дает возможность с достаточной точностью и без больших временных затрат проводить варианты расчетов по подбору указанного оборудования и решать различные оптимизационные задачи. Применение программных методов расчета позволяет проводить более точный учет долей сухой и «мокрой» частей теплопередающей поверхности и зон теплообменников с различным агрегатным состоянием тепло- и холодоносителей, вычислять теплотехнические характеристики рекуперативных теплообменников со сложными схемами взаимного движения воздуха и теплоносителя, выявлять зоны замерзания конденсата и определять толщины и скорости нарастания инея в скороморозильных агрегатах. Многочисленные примеры расчетов и подбора оборудования иллюстрируют возможности указанных программ.

Следует отметить, что в настоящее время не существует издания, совмещающего систематическое изложение современных методов расчета теплообменных аппаратов систем кондиционирования воздуха и вентиляции с описанием алгоритмов, реализующих эти методы на ПЭВМ. Данная публикация призвана восполнить указанный пробел.

Настоящая книга является одной из серии книг, посвященных современному отечественному оборудованию для систем вентиляции и кондиционирования воздуха, выпуск которого осуществляется ООО «ВЕЗА». Первая книга из этой серии «Отечественное оборудование для систем вентиляции и кондиционирования воздуха» была опубликована в 2002 г.

Книга предназначена для научных и инженерно-технических работников научно-исследовательских, проектных, монтажных организаций и служб эксплуатации, занимающихся исследованием, проектированием, монтажом и эксплуатацией установок кондиционирования воздуха и вентиляции, а также для студентов высших учебных заведений соответствующих специальностей.

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

A – геометрическая характеристика форсунки;
B – ширина, м;
c – удельная массовая теплоемкость, кДж/(кг·°C);
D – коэффициент диффузии, м²/с; диаметр, м;
d – абсолютное влагосодержание, г/кг;
E – коэффициент эффективности;
J – фактор Колборна;
F, f – площадь, м²;
Ga – критерий Галилея;
G, g – массовый расход, кг/с (кг/ч);
I, i – энтальпия влажного воздуха, кДж/кг (ккал/кг);
K – коэффициент теплопередачи, кВт/(м²·°C);
L – объемный расход воздуха, м³/с (м³/ч); длина, м;
l – длина, м;
H, h – высота, м; ширина оребряющей ленты, м; счетная характеристика;
M – масса, кг;
m – соотношение водяных эквивалентов двухрядного контура; номер блока;
N – число рядов труб в теплообменнике;
n – число тангенциальных каналов;
P – давление, кПа (мм рт. ст.);
p – давление, парциальное давление паров воды, кПа (мм рт. ст.);
Q – количество теплоты, кВт (ккал);
q – тепловой поток, Вт/м²; расход жидкости через форсунку, кг/с (кг/ч);
R – универсальная газовая постоянная, Дж/(кг·K); тепловое сопротивление, м²·°C/Вт;
радиус, м (мм);
r – теплота фазового перехода, кДж/кг; радиус, м (мм);
S – продольный и поперечный шаги расположения труб в трубном пучке;
шаг расположения пластин, м (мм);
St – число Стантона;
T, t – температура, °C;
x, y, z – декартовы координаты, м;
u – относительная скорость, м/с;
V – абсолютная скорость, м/с; объем, м³; объемный расход теплоносителя, м³/с (м³/ч);
Vρ – массовая скорость воздуха, кг/(м²·с);
W – водяной эквивалент теплоносителя;
w – скорость движения теплоносителя, м/с;
wρ – массовая скорость фреона, кг/(м²·с);
We – число Вебера;
Le – число Льюиса;
NTU – число единиц переноса;
Nu – число Нуссельта;
Pt – число Прандтля;
Re – число Рейнольдса;
α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°C);
β – коэффициент массоотдачи, кг/(м²·с); температурный коэффициент, 1/°C;
λ – удельная теплопроводность, Вт/(м·°C);
μ – динамическая вязкость, Па·с; коэффициент орошения;
μ – кинематическая вязкость, м²/с;
ξ – коэффициент сопротивления; коэффициент влаговыпадения; модальный размер капель в спектре распыления, мм;
σ – коэффициент сужения сечения; коэффициент дисперсии;
ψ – приведенный расход;
τ – время, с;
φ – относительная влажность, %; коэффициент оребрения; угол раскрытия факела, град;
ρ – плотность, кг/м³;

δ – диаметр капли; толщина ребра; толщина пленки или слоя, м (мм); угол отклонения лопатки клапана;

Δ – разность параметров;

ε – концентрация, %; тепловая эффективность теплообменника;

η – КПД; коэффициент эффективности ребра;

θ – относительный перепад температур, энтальпий;

χ – массовое паросодержание

ИНДЕКСЫ

А, а – адиабатный;

б – барометрический;

в – воздух;

вн – внутренний;

в.н – воздух начальный;

в.к – воздух конечный;

ж – жидкость;

ж.н – жидкость начальная;

ж.к – жидкость конечная;

зап – запас;

к – конечный, конденсация;

л – локальный;

м – мокрый;

н – начальный, наружный;

0 – отверстие, начальный;

п – поверхность, патрубков, парциальный, пар, политропический;

пл – пластина;

плн – пленка;

р – расчетный, ребро, ряд;

с.л – среднелогарифмический;

т – теплый, тепловыделяющий элемент (ТЭН);

т.о – теплообменник;

у – условный;

ф – форсунка, фреон;

фр – фронтальный;

х – холодный, ход;

ц.вн – центральная трубка тока;

D – диффузионный;

d – влагосодержание;

I, i – энтальпия;

f – поверхность, запас;

s – насыщение;

t – температура;

m – средний, массовый;

1 – вход;

2 – выход

ГЛАВА 1

Общие сведения о процессах и аппаратах тепловлажностной обработки воздуха систем кондиционирования и вентиляции (СКВ и В)

1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ПРОЦЕССОВ И ТЕПЛОМАССООБМЕННЫХ АППАРАТОВ УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Для обеспечения требуемых параметров воздушной среды в обслуживаемых помещениях и удаления вредных, выделяемых в них, используются системы вентиляции и кондиционирования воздуха. Возможности этих систем далеко не одинаковы. Системы вентиляции обладают меньшими возможностями и не способны полностью нейтрализовать внутренние и внешние воздействия на помещения. Как правило, в состав системы приточной вентиляции входят агрегированные приточные и вытяжные установки. Первая из этих установок включает приемный и смесительные клапаны, воздушный фильтр, воздухонагреватель и вентиляторный агрегат. Вытяжные установки в основном состоят из одного вытяжного вентарегата. В системах вентиляции отсутствуют устройства для искусственного охлаждения воздуха, а тепловлажностная обработка не всегда обеспечивает строго определенные температурно-влажностные параметры обрабатываемого воздуха. Типовая приточная установка производства ООО «ВЕЗА» приведена на рис. 1.1.

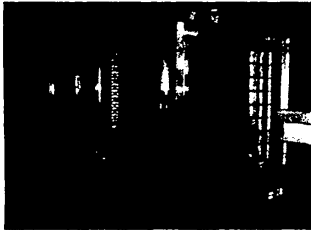


Рис. 1.1. Приточная установка ООО «ВЕЗА»

Система кондиционирования воздуха предназначена для обеспечения в обслуживаемых помещениях заданных параметров воздушной среды: температуры, влажности, газового состава, чистоты и подвижности воздуха. Для этого используется комплекс технических средств, где протекают процессы обработки воздуха, с помощью которых могут быть нейтрализованы нежелательные внутренние и внешние воздействия. В этом случае состояние воздушной среды в обслуживаемом помещении перестает быть зависимым от параметров наружного воздуха. В состав такого комплекса входят системы тепло- и холодоснабжения, воздухоохлаждения и шумоглушения, специальной обработки воздуха и автоматического регулирования и поддержания заданных температуры и влажности воздуха.

Обязательным элементом этого комплекса является кондиционер воздуха, в котором агрегируется оборудование для смешения и перемещения наружного и рециркуляционного воздуха, очистки его от пыли и запахов, придания ему соответствующих параметров температуры и влажности.

В зависимости от места расположения кондиционеры подразделяются на центральные и местные. Центральные кондиционеры находятся вне обслуживаемого помещения и могут снабжать кондиционированным воздухом ряд помещений и отдельных зон. Как правило, они имеют централизованное тепло- и холодоснабжение и характеризуются большим диапазоном единичных воздухопроизводительностей.

В настоящее время в России фирмой «ВЕЗА» выпускается ряд центральных кондиционеров, включающий 16 типоразмеров, производительностью по воздуху от 1,6 до 100 т.г.с.м³/ч. Частота типоразмерного ряда производительностей кондиционеров по воздуху соответствует ряду R10, принятому также и в зарубежной практике.

Выпускаемые ООО «ВЕЗА» приточные установки и центральные кондиционеры по своим конструктивным решениям относятся к классу панельно-каркасных конструкций, в которых силовыми элементами являются алюминиевые профили специального сечения, обеспечивающие плотное соединение элементов каркаса и ограждающих панелей друг с другом. Использование панелей из пенополиуретановым наполнителем позволяет резко усилить конструкцию кондиционера и, практически не увеличивая его массу, существенно увеличить гидроплотность всей установки.

Переход к панельно-каркасным конструкциям приточных установок и центральных кондиционеров, который впервые в практике отечественного кондиционеростроения в масштабах серийного производства был осуществлен фирмой «ВЕЗА», позволил в полной мере реализовать преимущества, свойственные таким конструкциям. Указанные конструкции предельно компактны, отличаются малой материалоемкостью, надежны в работе, просты в эксплуатации и обладают экономичными энергетическими показателями. Они обеспечивают минимум монтажно-сборочных работ на строительных объектах, об-

ладают высокими эргономическими показателями и не требуют дополнительной теплоизоляции ограждающих конструкций. Благодаря жесткости каркаса эти кондиционеры характеризуются высокой гидроплотностью, а сравнительно малая их масса позволяет устанавливать их на крышах зданий.

Конструктивно данные кондиционеры построены по блочно-модульному принципу, который дает возможность удовлетворять многочисленным проектным решениям путем набора и расположения в нужной последовательности различных по функциональному назначению воздухообрабатывающих блоков в одном агрегате. На рис. 1.2 представлен кондиционер панельно-каркасной конструкции типа КЦКП.

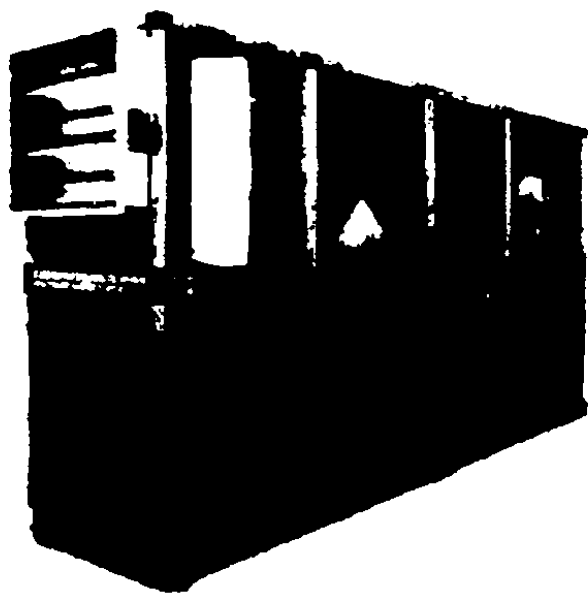


Рис. 1.2. Кондиционер панельно-каркасной конструкции типа КЦКП

В соответствии с предъявляемыми требованиями наружный воздух или смесь наружного и рециркуляционного воздуха, подаваемые в рабочую зону, должны быть подвергнуты тепло-влажностной обработке, под которой понимается совокупность процессов взаимодействия воздуха с тепло- или холодоносителем, результатом которого является изменение его термодинамических параметров (рис. 1.3). Для процессов тепловлажностной обработки воздуха, реализуемых в центральных кондиционерах, характерными являются следующие: повышение энтальпии воздуха либо без изменения его влагосодержания (сухой нагрев, процесс $O - 1$), либо с одновременным увлажнением (процесс $O - 2$), в том числе и изотермический процесс при увлажнении воздуха паром (процесс $O - 3$), изоэнтальпийное (адиабатное) увлажнение воздуха (процесс $O - 4$), понижение энтальпии без изменения влагосодержания (сухое охлаждение, процесс $O - 5$), с увеличением (процесс $O - 6$) или уменьшением его (процесс $O - 7$).

Следует отметить, что обеспечение параметров приточного воздуха в существующих кондиционерах осуществляется в несколько этапов при последовательной реализации описанных процессов тепло-влажностной обработки воздуха.

Все названные процессы, за исключением изоэнтальпийного увлажнения, относятся к политропным процессам, в ходе которых часть тепловой энергии одного из взаимодействующих потоков в теплообменном устройстве переходит к другому потоку.

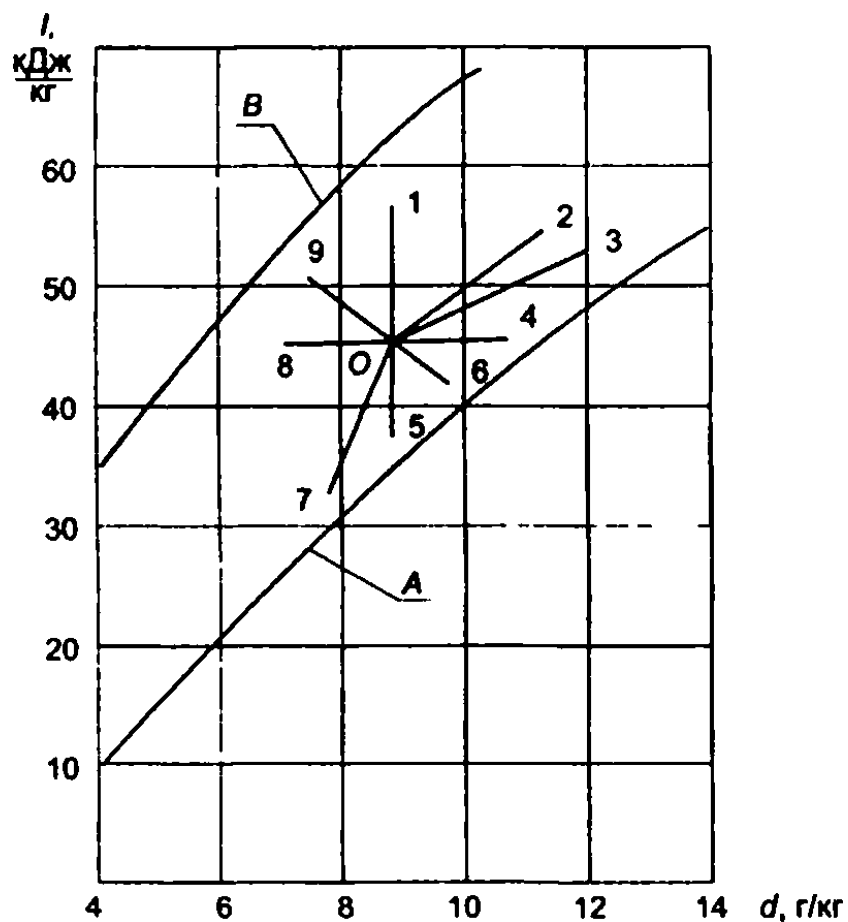


Рис. 1.3. Типовые процессы тепловлажностной обработки воздуха в $i-d$ -диаграмме:
 А – зависимость (d) для насыщенного влажного воздуха при атмосферном давлении,
 В – зависимость (d) для насыщенного влажного воздуха в пограничном слое над поверхностью раствора хлористого лития (LiCl) с концентрацией 40%

Многообразие процессов тепловлажностной обработки воздуха объясняется существенным разнообразием расчетных точек наружного и внутреннего климата, наличием различных классов тепловлажностных нагрузок обслуживаемых помещений, а также выбранной технологической схемой вентиляции или кондиционирования воздуха.

При этом следует отметить, что приведенные режимы тепловлажностной обработки воздуха характерны для случаев вентиляции, комфортного и общепромышленного кондиционирования воздуха. В действительности перечень рассматриваемых процессов существенно шире и не ограничивается указанными выше. В частности, в технологическом кондиционировании при осушке воздуха используются такие процессы, как повышение энтальпии при одновременном понижении влагосодержания $O - 9$ и изоэнтальпийное понижение влагосодержания $O - 8$ (см. рис.1.3). Для того чтобы обеспечить протекание этих процессов, необходимо, чтобы кривая насыщения воздуха смоченной поверхности, с которой контактирует обрабатываемый воздух, проходила выше точки O , описывающей начальное состояние обрабатываемого воздуха. Такая ситуация может иметь место только в том случае, когда контактные поверхности смачиваются водными растворами различных солей, например водным раствором хлорида лития (LiCl) соответствующей концентрации.

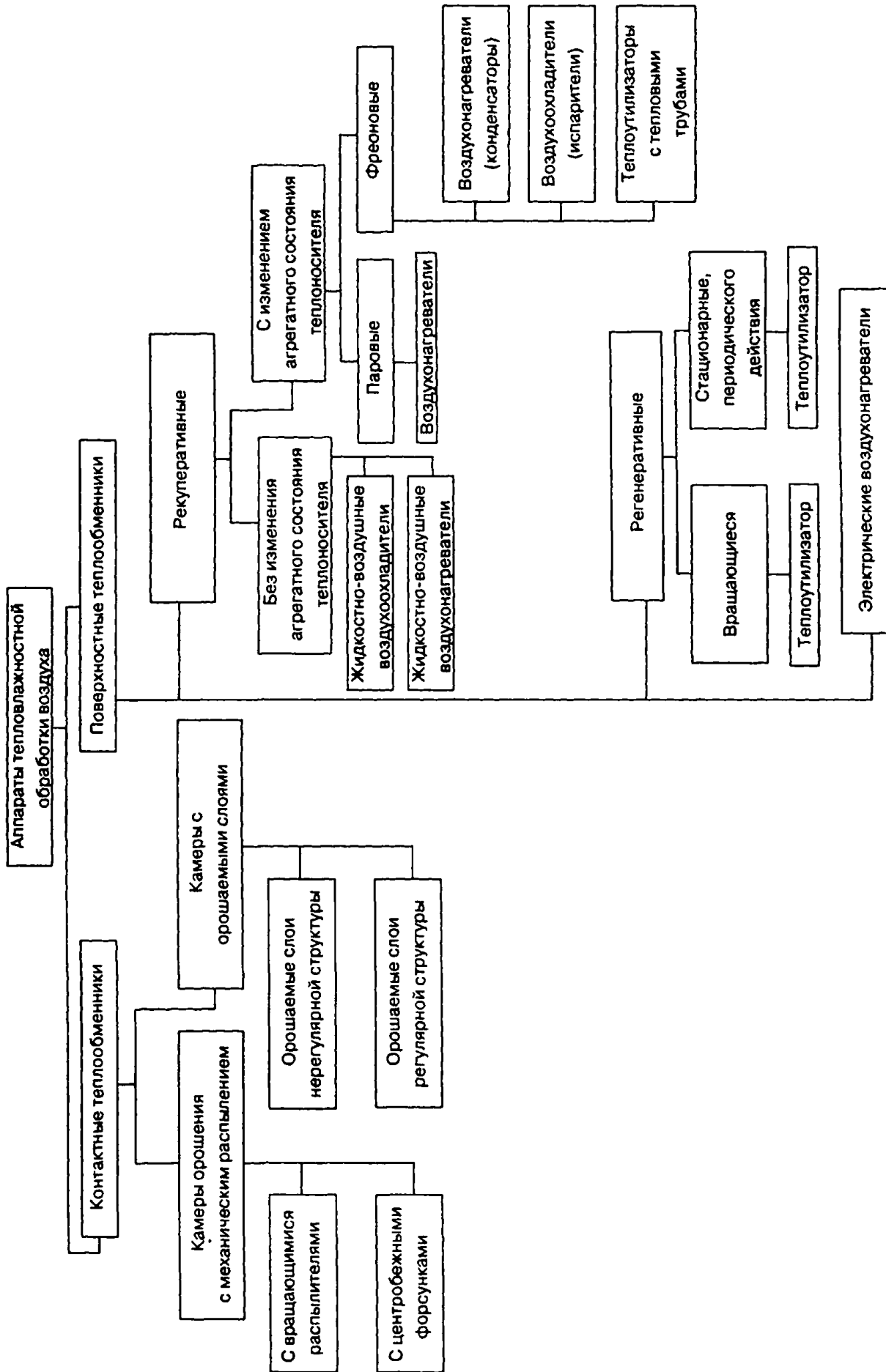


Рис. 1.4. Примерная укрупненная классификация аппаратов тепловлажностной обработки воздуха

Процессы тепловлажностной обработки воздуха, протекающие в приточных установках и центральных кондиционерах, реализуются в тепломассообменных аппаратах – теплообменниках, в которых происходит передача тепловой энергии от одного потока к другому, сопровождаемая в ряде случаев уменьшением влагосодержания воздуха. Указанные устройства в зависимости от способа взаимодействия теплообменивающихся сред подразделяются на два больших класса: поверхностные (рекуперативные и регенеративные) и контактные теплообменные устройства. Примерная классификация таких аппаратов, применяемых в технике кондиционирования воздуха, приведена на рис.1.4.

Рекуперативные теплообменники характеризуются тем, что в них процессы теплопередачи от одной среды к другой протекают через стенку, разделяющую эти среды. Как видно из приведенной на рис. 1.4 классификации, рекуперативные теплообменники делятся на четыре группы. К первой относятся жидкостно-воздушные теплообменники, в которых теплоносителем является горячая или холодная вода или водные растворы солей или органических веществ, например этиленгликоля. В таких теплообменных аппаратах передача теплоты от более нагретой среды к менее нагретой протекает одновременно через разделяющую их стенку. Указанные теплообменники, работающие на горячей и холодной воде, имеют развитую со стороны воздуха теплопередающую поверхность и наиболее часто применяются в СКВ и В для нагрева и охлаждения воздуха в качестве поверхностных воздухонагревателей и воздухоохладителей для осуществления процессов нагревания воздуха, а также для работы в режимах понижения энтальпии при постоянном или уменьшающемся влагосодержании воздуха (охлаждение с осушением) (рис. 1.5).

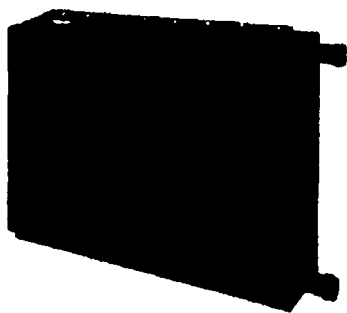


Рис. 1.5. Пластинчатый теплообменник систем вентиляции и кондиционирования воздуха

Раньше для повышения эффективности таких устройств использовалось орошение теплопередающей поверхности рециркуляционной водой. В настоящее время орошаемые поверхностные воздухонагреватели и воздухоохладители находят весьма ограниченное применение в технике кондиционирования воздуха. Это объясняется тем, что, несмотря на некоторое увеличение тепло- и холодопроизводительности, в этих случаях резко ухудшаются условия эксплуатации. В орошаемых воздухонагревателях происходит выпадение солей жесткости на теплопередающей поверхности и появляются неприятные запахи, а в орошаемых воздухоохладителях наряду с засолением теплопередающая поверхность загрязняется трудно очищаемыми шлаками. Поэтому в отдельных случаях при обеспечении особо тщательной очистки воздуха от пыли, а воды – от загрязнений орошение поверхности воздухоохладителей используется для реализации процессов адиабатного увлажнения в зимний период.

Вторую группу образуют пластинчатые теплообменники, в которых процессы теплопередачи протекают в условиях изменения агрегатного состояния рабочих тел – теплоносителей. Рабочими телами в этом случае являются насыщенный водяной пар (паровые воздухонагреватели), а также различные фреоны (воздухоохладители с непосредственным испарением фреонов и фреоновые конденсаторы).

Теплообменники обеих групп могут в зависимости от соотношения термодинамических параметров воздуха и рабочего тела использоваться и в качестве воздухонагревателей, и в качестве воздухоохладителей. В связи с особенностями их работы они могут существенно отличаться по конструктивному исполнению даже в тех случаях, когда выполняют одинаковые функции (например, водяные воздухоохладители и воздухоохладители с непосредственным испарением фреона).

Большую группу рекуперативных аппаратов тепловлажностной обработки воздуха составляют воздухо-воздушные теплообменники. В основном они применяются как пластинчатые теплоутилизаторы для улавливания теплоты низкопотенциальных вентиляционных выбросов (рис. 1.6).

В регенеративных теплообменных аппаратах поверхность теплообмена по очереди омывается то греющим, то нагреваемым теплоносителем. В качестве поверхности теплообмена используется теплоаккумулирующая насадка, элементы которой в виде колес, шариков, лент образуют каналы довольно сложной формы для прохода теплоносителей. Поверхность теплообмена в таких устройствах может быть выполнена неподвижной, но состоящей из двух параллельных каналов, в каждый из которых попеременно через определенный промежуток времени благодаря системе переключающих воздушных клапанов попадают потоки теплого и холодного воздуха. В технике кондиционирования воздуха в основном применяются регенеративные вращающиеся теплоутилизаторы (рис. 1.7), в которых при вращении ротора-насадки теплопередающая поверхность попеременно попадает в поток холодного и теплого воздуха, осуществляя таким образом обмен тепловой энергией между этими потоками.

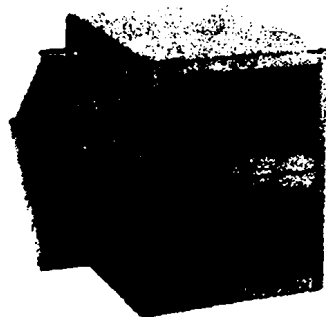


Рис. 1.6. Пластинчатый теплоутилизатор



Рис. 1.7. Вращающийся теплоутилизатор с гигроскопичным ротором

В ряде случаев поверхность насадки ротора покрывается специальным гигроскопичным влагоемким слоем, который пропитывается концентрированным раствором хлористого лития. Такие аппараты используются в составе установок осушения воздуха.

К рекуперативным аппаратам относятся также электрические воздухонагреватели, в которых электрическая энергия преобразуется в тепловую и передается нагреваемому воздуху.

В контактных теплообменных аппаратах передача теплоты от греющей среды к нагреваемой происходит при их непосредственном контакте. Эти аппараты универсальны с точки зрения возможностей осуществления процессов тепловлажностной обработки воздуха. Они характеризуются сравнительно низкими значениями аэродинамического сопротивления и малой материалоемкостью. Кроме того, непосредственный контакт теплообменивающихся сред порождает дополнительные эффекты: частичную очистку воздуха от бактерий, пыли, умеренное насыщение воздуха легкими отрицательными аэроионами и др.

Эффективность работы контактных аппаратов во многом определяется степенью развития контактной поверхности. В зависимости от способа создания этой поверхности контактные аппараты, которые нашли применение в технике кондиционирования воздуха, можно разделить на две группы. К первой относятся камеры орошения, в которых контактная поверхность образуется путем распыления жидкости на капли чаще всего механическими (центробежными), пневматическими или ультразвуковыми форсунками либо вращающимися распылительными дисками и т.п. устройствами. Они просты по конструкции, и при их производстве отсутствует необходимость использования дефицитных материалов. Именно благодаря этим достоинствам форсуночные камеры орошения, в которых обработка воздуха осуществляется в ходе контакта воздуха с каплями воды, диспергируемыми центробежными форсунками, нашли широкое применение в качестве универсальных аппаратов для тепловлажностной обработки воздуха (рис. 1.8).



Рис. 1.8. Современная форсуночная камера орошения

Форсуночные камеры орошения входили в состав центральных кондиционеров и приточных установок, выпускавшихся харьковским машиностроительным заводом «Кондиционер» в 60 – 90-е гг., и предназначались как для работы в адиабатном режиме увлажнения (охлаждения) воздуха, так и для реализации политропных процессов его охлаждения. Поскольку в странах СНГ эксплуатируется огромное количество кондиционеров с такими камерами орошения, срок службы которых далеко не исчерпан и которые можно существенно модернизировать путем замены существующей в них оросительной системы на новую, оборудованную эффективными и надежными в эксплуатационном отношении центробежными форсунками, вопросы разработки политропных камер орошения по-прежнему остаются актуальными, как и вопросы создания малогабаритных и эффективных адиабатных камер орошения. В зарубежной практике в настоящее время форсуночные камеры в основном применяются в составе центральных кондиционеров и приточных камер для обеспечения адиабатного увлажнения (охлаждения) воздуха.

Вторую группу аппаратов контактного типа составляют устройства, в которых процессы адиабатной обработки воздуха протекают при его контакте со смоченными поверхностями. Контактная поверхность в этих устройствах либо складывается из поверхности хаотически расположенных частиц или воло-

кон (насадки нерегулярной структуры), либо представляет собой поверхность каналов для прохода воздуха, которые имеют заранее заданную геометрическую форму (насадки регулярной структуры).

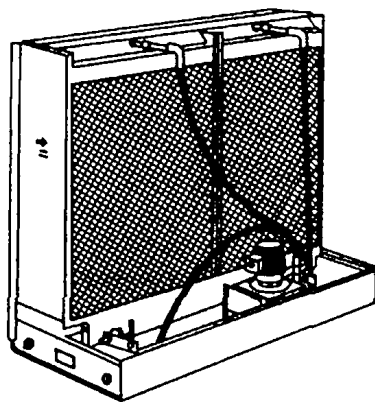


Рис. 1.9. Увлажнитель воздуха фирмы «Munters»

Достоинствами таких насадок являются высокая степень развития контактной поверхности, незначительная мощность, затрачиваемая на орошение, снижение габаритов и массы аппаратов.

В настоящее время наиболее часто контактные аппараты этого типа в технике кондиционирования воздуха применяются для реализации процессов адиабатного увлажнения воздуха. Широко известны увлажнители фирмы «Munters», в которых обработка воздуха происходит при его контакте со смоченными поверхностями, представляющими собой орошаемый пакет кософфрированных пластин Френкеля (рис.1.9).

Форсуночные камеры орошения применяются в основном в составе центральных кондиционеров с производительностью по воздуху от 10 до 200 тыс.м³/ч, в то время как насадки регулярной структуры используются в кондиционерах и приточных установках производительностью по воздуху 3,15 – 60 тыс.м³/ч.

1.2. ОСНОВНЫЕ РАБОЧИЕ ВЕЩЕСТВА, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В АППАРАТАХ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ

При расчете тепломассообменных аппаратов независимо от их типа необходимо определять количества тепла и массы, переданных от одной среды к другой. Величины этих переносов, а следовательно, и эффективность работы аппаратов в целом во многом определяются теплофизическими свойствами взаимодействующих сред. В установках СКВ и В одной из теплообменивающихся сред всегда является воздух, а в качестве второй могут использоваться в зависимости от функционального назначения и условий эксплуатации теплообменного устройства различные рабочие вещества, такие как вода, водные растворы солей и органических веществ, разнообразные типы фреонов.

Как известно, воздух представляет собой однородную смесь нескольких газов (азота, кислорода, углекислого газа и т.д.) с парами воды. При обычных давлениях эта паровоздушная смесь подчиняется закономерностям, характерным для идеальных газов, причем воздушный пар может находиться как в перегретом, так и в насыщенном состоянии. Теплофизические свойства воздуха хорошо изучены и приводятся в многочисленных источниках, например в [1].

Для аналитического решения задач тепломассообмена в аппаратах тепловлажностной обработки воздуха необходимо располагать зависимостями, описывающими термодинамическое состояние влажного воздуха. Подобные зависимости приведены, например, в [2]. В связи с тем что влажный воздух можно рассматривать как смесь идеальных газов, энтальпия $(1 + d_w)$ кг влажного воздуха может быть определена в соответствии с массовой концентрацией пара c_n в воздухе (влажностью d_w) по формуле

$$I_w = I_{w,c} + d_w I_n = c_w t_w + r d_w + c_n d_w t_w. \quad (1.1)$$

Для режимов работы аппаратов СКВ и В температуры воздуха и его влагосодержания находятся в ограниченных пределах, в связи с чем третьим слагаемым в формуле (1.1) можно пренебречь. В этом случае для приближенных аналитических моделей при определении величин энтальпии и ее приращений воспользуемся следующими зависимостями:

$$I_w = c_w t_w + r d_w; \quad (1.2)$$

$$\Delta I_w = c_w \Delta t_w + r \Delta d_w. \quad (1.3)$$

Между парциальным давлением пара p_n и влагосодержанием воздуха d_w существует однозначная зависимость, вытекающая из уравнения состояния

$$d_w = \frac{R_{w,c}}{R_n} \frac{p_n}{P_6 - p_n} = 0,622 \frac{p_n}{P_6 - p_n}. \quad (1.4)$$

Формула (1.4) справедлива как для ненасыщенного, так и для насыщенного воздуха. Величина парциального давления паров воды в воздухе p_n соответствует давлению водяных паров при темпера-

туре точки росы рассматриваемого состояния влажного воздуха. На кривой $\varphi=100\%$ значение p_n может быть вычислено с помощью универсального уравнения, связывающего давление и температуру на линии насыщения [3], или с помощью приближенных зависимостей, справедливых для определенных диапазонов температур [4]:

для $T = 303 - 343$ К

$$p_n = 4245,29 \exp\left(5201,3\left(\frac{1}{273} - \frac{1}{T}\right)\right); \quad (1.5)$$

для $T = 273 - 303$ К

$$p_n = 610,8 \exp\left(5343,51\left(\frac{1}{273} - \frac{1}{T}\right)\right); \quad (1.6)$$

для $T = 243 - 273$ К

$$p_n = 123,67 \exp\left(5516,89\left(\frac{1}{273} - \frac{1}{T}\right)\right). \quad (1.7)$$

В настоящей работе при проведении вычислений использовалась также формула М. И. Фильнея [5]:

$$p_n = 10^{2,12 + \frac{8,12t + 156}{236 + t}}, \text{ Па}. \quad (1.8)$$

В контактных аппаратах и жидкостно-воздушных теплообменниках в качестве второй теплообменивающейся среды в большинстве случаев используется вода, теплофизические и термодинамические свойства которой приведены, например, в [1]. Наряду с водой в рекуперативных теплообменниках также применяются водные растворы солей и различных органических веществ с низкой температурой замерзания. При этом следует отметить, что в связи с высокой коррозионной активностью большинства водных растворов солей (хлористый натрий, хлористый кальций и др.) при их контакте с обычными конструкционными материалами (углеродистая сталь, медь и т.п.) необходимо использовать специальные добавки – ингибиторы, которые понижают коррозионную активность, уменьшая значение коэффициента электролитической диссоциации до уровней РН, находящихся в пределах 7 – 8,5. Однако, несмотря на применение ингибиторов, как показывает опыт эксплуатации подобных систем, полностью защитить материалы трубопроводов и теплообменников от повышенной коррозии не удается.

В связи с отмеченными обстоятельствами в системах вентиляции и кондиционирования воздуха все более широкое распространение получают водные растворы этилен- и пропиленгликолей, хотя по некоторым теплофизическим свойствам они уступают соответствующим характеристикам растворов солей. В частности, величины коэффициентов кинематической вязкости этих растворов выше, чем у хлористого кальция.

Водные растворы этилен- и пропиленгликоля характеризуются низкими температурами замерзания (при соответствующих концентрациях) и слабой летучестью. В общем случае при температурах точки замерзания $t_z = -25 + -30^\circ\text{C}$ при выборе одного из двух этих типов теплоносителей следует учитывать, что по своим физическим характеристикам водный раствор этиленгликоля имеет некоторые преимущества, особенно при низких температурах. Однако он более токсичен, и в тех случаях, когда при ручном управлении систем вероятен контакт управляющего персонала с этим раствором, предпочтение следует отдать водному раствору пропиленгликоля. При этом следует иметь в виду, что при концентрациях, превышающих 60% по массе пропиленгликоля, что соответствует $t_z \approx -51^\circ\text{C}$, он превращается в стеклообразную массу и поэтому может быть использован лишь при более высоких температурах замерзания. Кроме того, стоимость пропиленгликоля существенно выше, чем этиленгликоля.

Подробные сведения о теплофизических свойствах водных растворов этилен- и пропиленгликолей в виде графических зависимостей температур замерзания от концентрации растворов, а также плотности, коэффициента теплопроводности, кинематической вязкости, удельной теплоемкости и числа Прандтля от температур и концентраций в широком диапазоне их изменения, полученные с использованием данных [6], представлены в Приложении 1.

1.3. КОНТАКТНАЯ ПОВЕРХНОСТЬ АППАРАТОВ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА

Физическая сущность процессов теплообмена во всех указанных аппаратах и при различных рабочих средах одинакова и состоит в следующем. При взаимодействии воздушного потока через разделительную стенку или в ходе непосредственного контакта с поверхностью тепло- или холодоносителя происходит изменение его температурных и влажностных параметров, что обусловлено наличием движущих сил процессов тепло- и массообмена, т.е. разности температур и концентраций водяных паров в ядре воздушного потока и в пограничных слоях, формирующихся у поверхности обмена. При этом следует

иметь в виду, что одновременно с параметрами обрабатываемого воздуха изменяются в соответствии с балансными соотношениями и параметры тепло- или холодоносителя.

Кинетика рассматриваемых процессов определяется свойствами паровоздушной смеси и тепло- или холодоносителя, а также степенью отклонения системы взаимодействующих сред от состояния равновесия. Поэтому параметры паровоздушной смеси в слоях, непосредственно примыкающих к поверхностям теплообмена, в свою очередь, зависят от температуры и типа этих поверхностей, а также от схем взаимного движения.

По характеру взаимодействия паровоздушной и обрабатываемой сред поверхности обмена могут подразделяться на два типа. К первому относятся поверхности, образованные при непосредственном контакте воздуха и воды. Непосредственный контакт влажного воздуха может осуществляться как с водой, находящейся в свободном состоянии (капли, пленки, открытая поверхность), так и с водой, находящейся в связанном состоянии (растворы солей, поверхность пористых тел). В обоих случаях в слоях воздуха, непосредственно примыкающих к поверхности раздела фаз, устанавливается равновесное состояние, характеризуемое определенной однозначной взаимосвязью между температурой и концентрацией (парциальным давлением) водяного пара. Эта взаимосвязь определяется химическими и физико-химическими процессами взаимодействия жидкости со связующим веществом. Что же касается воды, находящейся в свободном состоянии, то рассматриваемая взаимосвязь определяется свойствами насыщенного водяного пара.

При втором типе теплообменной поверхности передача энергии от одной среды к другой осуществляется через разделительную стенку. В этом случае взаимосвязь температур и концентраций водяного пара в пограничном слое такова: $t \geq t_f(d)$, где $t_f(d)$ – температура насыщенного пара при заданной концентрации d , что предопределяет существенное различие процессов теплообмена на двух упомянутых типах поверхностей. На границах неравенства процессам теплообмена сопутствует конденсация влаги, в результате чего на поверхности имеет место непосредственный контакт воздуха с водой.

В общем случае процессы тепловлажностной обработки воздуха сопровождаются изменением температур поверхности и соответственно равновесных параметров пограничного слоя. Такие процессы, как было указано выше, принято называть политропными. Глубина и интенсивность политропных процессов определяются степенью развития контактной поверхности, величинами коэффициентов переноса и исходными начальными температурным и влажностным напорами. Кроме того, важным фактором, характеризующим степень изменения температуры контактной поверхности, является удельное количество тепла или холода, аккумулированного жидкостью.

Процессы обработки воздуха в контактных аппаратах зависят от соотношения начальных параметров и расходов воды и воздуха. Использование в качестве тепло- и холодоносителя растворов различных сорбентов, например хлористого лития, позволяет существенно расширить область возможных конечных состояний воздуха. В частности, становятся возможными увеличение энтальпии воздуха при одновременной его осушке и изоэнтальпийное осушение воздуха.

Достаточно разнообразны процессы тепловлажностной обработки воздуха, протекающие в поверхностных теплообменниках. В частности, если в обычных воздухожидкостных поверхностных теплообменниках возможно лишь повышение энтальпии воздуха при постоянном влагосодержании и понижении при неизменном влагосодержании или его уменьшении, то в орошаемых теплообменниках могут реализовываться практически все процессы обработки воздуха.

В поверхностных теплообменниках типа «воздух – воздух» при взаимодействии двух воздушных потоков с различными термодинамическими потенциалами могут протекать процессы как с повышением, так и с понижением энтальпии обрабатываемого воздуха. При этом в зависимости от соотношения начальных параметров обоих потоков на всей поверхности или на ее части может происходить выпадение конденсата со стороны более влажного воздуха. Если при взаимодействии двух воздушных потоков разделительная поверхность со стороны одного из них (вспомогательного) орошается водой, то вследствие эффекта испарительного охлаждения происходит понижение ее температуры и, следовательно, энтальпии основного потока.

Из перечисленных выше процессов тепловлажностной обработки воздуха наиболее своеобразным и играющим большую роль в теории и практике кондиционирования воздуха является изоэнтальпийный (адиабатный) процесс, имеющий место при обработке воздуха рециркуляционной водой. Протекание этого процесса обусловлено наличием противоположно направленных градиентов температур и концентраций у поверхности раздела фаз обрабатываемого воздуха и воды. В этом случае температура воды устанавливается практически постоянной, соответствующей равновесному состоянию на границе раздела фаз, характеризуемого энтальпией, равной энтальпии начального воздуха. Поскольку температура воды на установившемся режиме остается практически постоянной, эффективность обработки воздуха в адиабатном процессе полностью определяется степенью развития контактной поверхности и действующими гидродинамическими факторами и может быть вычислена с использованием комплекса

$NTU = \frac{\alpha F}{c_p G}$, называемого числом единиц переноса. Благодаря этому обстоятельству в тех случаях, ко-

гда известна площадь теплообмена, указанное своеобразие адиабатного процесса может быть использовано для эффективного определения экспериментальным путем коэффициентов внешнего теплообмена, анализа различных способов интенсификации процессов переноса теплоты и массы и выбора рационального типа теплопередающих поверхностей.

1.4. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА В АППАРАТАХ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

Анализ современной ситуации на рынке оборудования для СКВ и В показывает, что постоянная конкурентная борьба, все возрастающие требования к качеству и надежности этого оборудования приводят к общему прогрессу техники кондиционирования воздуха, что выражается в постоянном совершенствовании и обновлении аппаратов и устройств, выпускаемых ведущими зарубежными фирмами.

Создание такого оборудования в этих условиях требует выполнения большого комплекса научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, успешное проведение которых, в свою очередь, невозможно без использования новых подходов и методов, направленных на сокращение сроков разработки рассматриваемого оборудования. Одним из новых подходов, который находит все более широкое применение в современной практике зарубежных фирм, является использование методов математического моделирования, сущность которых заключается в создании математических моделей процессов теплообмена, протекающих в аппаратах тепловлажностной обработки воздуха, и решении на ПЭВМ соответствующих систем дифференциальных или интегродифференциальных уравнений.

В тех случаях, когда имеется достаточно полная информация об основных факторах, определяющих глубину и интенсивность процессов тепловлажностной обработки воздуха, численные решения на ПЭВМ систем дифференциальных и интегродифференциальных уравнений, составляющих полную математическую модель теплообменного аппарата, зачастую позволяют получать все интересующие нас данные расчетным путем. Таким образом, трудоемкий физический эксперимент заменяется мысленным, машинным, менее дорогостоящим и более точно отражающим внутренние закономерные связи протекающих процессов. Физический эксперимент в этих случаях необходим в весьма ограниченном объеме лишь для подтверждения или корректировки предположений, положенных в основу математической модели.

Ни в коей мере не умаляя значения теплотехнического эксперимента, следует отметить, что для хорошо смоделированной задачи информация, получаемая расчетным способом, оказывается значительно полнее и существенно дешевле соответствующих опытных данных.

Иногда практическое применение методов математического моделирования наталкивается на ряд трудностей, обусловленных наличием скрытых параметров (факторов) этих моделей, которые обычно могут быть определены лишь в ходе эксперимента. В таких ситуациях целесообразно комплексное использование методов математического моделирования и экспериментального определения недостающих параметров на основе теории многофакторного эксперимента и осуществления обратной связи между экспериментом и теорией на базе ПЭВМ, что, в конечном счете, позволяет достичь значительного ускорения в проведении научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ.

Возможность построения математических моделей процессов теплообмена, протекающих в различных аппаратах тепловлажностной обработки воздуха СКВ и В, связана с тем, что независимо от способа образования контактной поверхности все тепловлажностные процессы обработки воздуха подчиняются единым физическим закономерностям, имеющим место при переносе тепла и массы в бинарных смесях, к числу которых относится и влажный воздух, представляющий собой однородную смесь сухого воздуха и паров воды.

Как известно, протекание обменных процессов в таких смесях при отсутствии равновесия между фазами обусловлено наличием движущих сил – градиентов температурного и влажностного потенциалов. При наличии указанных потенциалов передача тепла и массы осуществляется за счет механизмов молекулярного и конвективного переносов.

Проблема заключается в том, что, с одной стороны, такая математическая модель должна быть решаемой, т.е. чтобы можно было не только записать соответствующие системы уравнений, но и располагать численными методами их решения, позволяющими проинтегрировать эти уравнения с использованием средств современной вычислительной техники. С другой стороны, математическая модель должна быть достоверной, т.е. она должна учитывать основные особенности обменных процессов с такой точностью, чтобы имело место хорошее качественное и количественное согласование расчетных резуль-

татов и экспериментальных данных. Добиться такого сочетания свойств математической модели и является основной задачей математического моделирования. Преодоление указанного противоречия, как правило, может быть достигнуто путем введения системы упрощающих допущений, которые бы, учитывая основные влияющие факторы, позволили получить решаемую систему уравнений.

О трудностях, встречающихся при исследовании поверхностных рекуперативных теплообменников и контактных аппаратов СКВ и В, можно судить, если внимательно проанализировать особенности процессов переноса тепла и массы в этих аппаратах. Дело в том, что реальные процессы тепло- и массообмена в аппаратах тепловлажностной обработки воздуха протекают в условиях сложного взаимного движения воды и воздуха. Прежде всего следует отметить сложность гидродинамических явлений, которые имеют место в этих устройствах. Рассмотрим, например, течение воздуха в трубчато-пластинчатом поверхностном рекуперативном теплообменнике. В этом случае воздух под действием перепада давлений перемещается по каналам, образованным двумя смежными пластинами и несущими трубками, вследствие чего движение воздуха в канале является трехмерным. Конфигурация канала может быть также достаточно сложна, так как она определяется профилем теплопередающих пластин и имеющимися на них интенсификаторами. Как правило, в таких каналах имеют место конфузурные и диффузорные участки, наличие которых приводит к появлению срывных течений, вызывающих нестационарность процессов гидродинамики. По мере перемещения по этим каналам воздух, контактируя с их поверхностью, изменяет свои термодинамические параметры. Следует иметь в виду, что температура поверхности пластин и трубок также не остается постоянной по всему объему теплообменника вследствие изменения температуры теплоносителя, двигающегося по трубкам.

Не менее сложная картина наблюдается в контактных аппаратах, в частности, в форсуночных камерах орошения, где осуществляется тепломассообмен в двухфазном потоке между движущимся воздухом и полидисперсной жидкой фазой, образующейся при диспергировании жидкости специальными распылителями. Вследствие выпадения капель в поддон и на ограждение поверхность контакта изменяется по длине камеры. Интенсивность выпадения зависит от размеров капель, в связи с чем существенно изменяется и структура контактной поверхности.

Взаимодействие фаз в результате наличия температурного и влажностного напорov приводит к изменению параметров жидкости и воздуха, причем параметры капель разного диаметра неодинаковы по сечению камеры орошения, так как капли разных диаметров с разной скоростью стремятся достичь температуры воздуха по мокрому термометру. Температура и влажность воздуха также меняются по сечению, вследствие того что воздух в разных точках сечения контактирует с частицами разного размера, движущихся, к тому же, в разных направлениях и стартующих из разных сечений для случаев одно- и двухрядных камер.

Степень обработки воздуха зависит от величины и структуры поверхности переноса в каждом сечении камеры и от времени контакта отдельных капель с воздухом. Для определения указанных величин, а также коэффициентов тепло- и массообмена необходимо располагать достаточно полной информацией о движении совокупности капель различных диаметров в слабозаполненном воздушном потоке. Кинематика движущихся частиц в потоке воздуха осложняется наличием капель, стартующих в самых разных направлениях в пространстве, и изменением их размеров в связи с уменьшением диаметров капель при испарении или с их ростом при конденсации.

С термодинамической точки зрения контактное пространство всех теплообменных устройств представляет собой двухфазную гетерогенную систему, состоящую из макроскопических частиц (объектов) с различными физическими свойствами, отделенных друг от друга видимыми поверхностями раздела – контактными поверхностями. Для теоретического описания процессов тепломассообмена в двухфазных бинарных системах, протекающих в условиях сложного движения взаимодействующих сред, необходимо конкретизировать модель контактного пространства. В самом общем виде элемент контактного пространства рассматриваемых аппаратов тепловлажностной обработки представляет собой объем, заполненный поверхностью, с которой при своем движении соприкасается обрабатываемый воздух. В зависимости от способа образования контактная поверхность может либо представлять собой группу движущихся с различными по величине и направлению скоростями капель различных диаметров, либо являться системой неподвижных (или подвижных) регулярно (или нерегулярно) расположенных в пространстве орошаемых (или сухих) поверхностей, либо быть совокупностью обоих описанных типов. Каждую точку такого пространства можно рассматривать как источник полидисперсной системы капель, вносимых в поток расположенными в этих точках распылительными устройствами. Кроме того, в таком контактном пространстве при движении двухфазного потока вдоль граничных поверхностей величина и структура контактной поверхности могут изменяться вследствие осаждения и срыва капель с этих поверхностей.

Рассмотренная выше модель контактного пространства является достаточно общей. Частными случаями являются контактные пространства камер орошения, оборудованных различными типами

распылителей, орошаемых (и неорошаемых) поверхностных теплообменников, тепломассообменных аппаратов различных конструкций с насадками регулярной и нерегулярной структуры.

Описание процессов переноса в рассматриваемых контактных пространствах можно проводить с различной степенью точности. Наиболее общим подходом является описание этих процессов в трехмерном пространстве на основе уравнений сохранения количества движения (при ламинарном режиме течения это уравнение Навье – Стокса), уравнения неразрывности, уравнений сохранения тепловой энергии и массы водяного пара, которые должны быть записаны с учетом особенностей контактных пространств рассматриваемых аппаратов и режимов течения жидкости (газа) в них. Для ламинарного режима течения воздушного потока указанная система уравнений имеет вид

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial \tau} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \text{grad } P + \nu \nabla^2 \vec{V}; \quad (1.9)$$

$$\text{div } \vec{V} = 0; \quad (1.10)$$

$$\rho_p \frac{dt}{d\tau} = \text{div}(\lambda \text{grad } t) + \int_V \int_0^{\delta_{\max}} F_1(\zeta, \eta, \delta)(t - t_s) d\delta dV; \quad (1.11)$$

$$\frac{dd}{d\tau} = \text{div}(D \text{grad } d) + \int_V \int_0^{\delta_{\max}} F_1(\zeta, \eta, \delta)(d - d(t_s)) d\delta dV_0; \quad (1.12)$$

$$\frac{dI}{d\tau} = \text{div}\left(\frac{\lambda}{\rho_p} \text{grad } I\right) + \int_V \int_0^{\delta_{\max}} F_1(\zeta, \eta, \delta)(I - I(t_s)) d\delta dV_0; \quad (1.13)$$

$$\frac{dt_s}{d\tau} = F_2(\zeta, \eta, \delta)(I(t_s) - I); \quad (1.14)$$

$$t_s = F_3(I_s). \quad (1.15)$$

Уравнения сохранения количества явной тепловой энергии (1.11) и массы водяного пара (1.12) получены на основе балансных уравнений процессов переноса, протекающих в элементарном объеме контактного пространства, в предположении, что в режимах кондиционирования воздуха эффектами термо- и бародиффузии, а также диффузионной теплопроводности можно пренебречь, а величины тепловых и массовых потоков определяются законами Фурье и Фика. Также пренебрежимо малым считается эффект от стефанова течения. По этим же причинам в уравнении сохранения явной тепловой энергии отсутствуют диссипативные члены.

В отличие от обычной записи этих уравнений, в правых частях содержатся интегралы, отражающие вклад полидисперсной совокупности капель, присутствующих в рассматриваемом объеме, в общие балансы тепла и массы. Выражение (1.13) является уравнением сохранения энтальпии потока влажного воздуха, которое получено с учетом выполнения соотношения Льюиса, а уравнение (1.15) связывает температуру воды и энтальпию влажного воздуха в пограничном слое над контактной поверхностью капель с диаметром δ . Величина $F_1(\zeta, \eta, \delta)$, входящая в (1.11) – (1.13), учитывает закономерность распределения в контактном пространстве полидисперсной жидкой фазы, кинематические характеристики движущихся капель и интенсивность протекания процессов переноса. Величина $F_2(\zeta, \eta, \delta)$ характеризует интенсивность протекания тепломассообменных процессов в « δ - газе», фиктивной среде, которая по своим теплообменным характеристикам эквивалентна полидисперсной системе капель в движущемся газожидкостном потоке, но отличается от обычной непрерывной среды отсутствием непосредственно обмена количеством движения, теплом и массой между соответствующими компонентами этого газа (такой обмен осуществляется лишь косвенно, через взаимодействие каждой из компонент с воздушным потоком). Коэффициенты интенсивности теплового и массового взаимодействия каждой из компонент « δ -газа» зависят от гидродинамических и кинематических характеристик воздушного потока и капель жидкости. Этими же характеристиками определяется область, занимаемая каждой компонентой этого газа.

Для определенности система уравнений (1.9) – (1.15) должна быть дополнена краевыми условиями, состоящими из начальных (временных) и граничных (пространственных) условий. Граничные условия для уравнения (1.9) предполагают задание скоростей потока на ограничивающих его поверхностях. Кроме того, можно считать, что на границах соприкосновения температуры потока равны температурам контактной поверхности в сходных точках, а концентрации водяных паров во влажном воздухе соответствуют концентрациям на кривой насыщения при соответствующих температурах поверхности.

В случаях, когда два теплообменивающихся потока разделены стенкой, необходимо решать сопряженную задачу, для чего система уравнений (1.9) – (1.15) должна быть дополнена аналогичной системой, описывающей обменные процессы при вынужденном движении теплоносителя в каналах раз-

личного профиля. Кроме того, должно быть использовано дополнительное условие сопряжения, представляющее собой равенство потоков тепла и массы через разделительную стенку.

Численное решение приведенной системы уравнений на ЭВМ позволяет найти температуры, потенциалы, локальные коэффициенты теплоотдачи и другие параметры взаимодействующих в тепловом отношении сред. Однако получение этих решений, несмотря на то, что в основном известны все теплофизические характеристики сред, вызывает большие затруднения. Во многом это связано с определением компонент скоростей, входящих в левые части уравнений (1.9) и (1.10). Даже при ламинарном режиме течения требуется решение нелинейной системы уравнений движения Навье–Стокса в совокупности с уравнением непрерывности.

Тем не менее развитие численных методов решения систем нелинейных уравнений в частных производных позволяет в настоящее время решать определенные задачи теплообмена в каналах сложных форм [7,8]. В частности, для адиабатного процесса обработки воздуха на основе решения полной системы уравнений Навье–Стокса для трехмерного случая в [9] было получено решение задачи теплообмена потока влажного воздуха, движущегося в треугольных каналах косоугольных пластин Френкеля с орошаемыми стенками, что дает возможность расчетным способом определять эффективность адиабатного увлажнения воздуха в насадках регулярной структуры, которые применяются, как было указано выше, в увлажнителях фирмы «Munters».

При турбулентном режиме течения, который в основном и имеет место в аппаратах тепловлажностной обработки воздуха, задача определения скоростей еще более усложняется, так как система уравнений Рейнольдса [10], описывающая осредненное турбулентное движение, незамкнута и для ее решения необходимо ввести дополнительные предположения относительно неизвестных величин турбулентных пульсаций. Но и это не позволяет преодолеть целый ряд сложностей при расчете теплообменных аппаратов, которые связаны с отсутствием надежных методов интегрирования уравнений Рейнольдса для больших чисел Re , особенно в трехмерном случае. Недостаточно изучены также закономерности турбулентных пульсаций, знание которых необходимо при проведении расчетов с использованием уравнений Рейнольдса. Поэтому решение задач теплообмена на основе указанных уравнений в настоящее время затруднено и такие решения известны лишь для относительно простых двумерных случаев.

Часто кинетика тепломассообменных процессов при турбулентном режиме течения изучается с помощью методов теории пограничного слоя, сущность которой состоит в том, что воздушный поток разбивается на две области: ядро, в котором скорость, температура и концентрация по сечению меняются незначительно, и сравнительно тонкие слои – динамический, тепловой и концентрационный, непосредственно примыкающие к контактным поверхностям, в которых наблюдаются существенные градиенты указанных величин [11,12]. В такой постановке уравнения Навье–Стокса существенно упрощаются и появляется возможность получения решений определенного класса задач с использованием более простых вычислительных методов. Однако и в этом случае рассматриваемые поверхности имеют сравнительно простые очертания и полученные решения могут быть использованы лишь в качестве информации о локальных коэффициентах тепло- и массопереноса, которые можно использовать при разработке упрощенных одномерных моделей теплообменных аппаратов.

Именно такие модели находят широкое применение при математическом моделировании аппаратов тепловлажностной обработки воздуха СКВ и В. Дело в том, что в инженерной практике наибольший интерес представляет не распределение термодинамических параметров в пространстве (области), занимаемом потоком, например распределение температур и концентраций, а лишь средние значения указанных величин и температур поверхности. Поэтому в инженерных приложениях получил широкое распространение одномерный метод описания процессов тепломассообмена. В этом случае параметры паровоздушной смеси поперек потока принимаются постоянными и изменяющимися лишь вдоль потока. Связь между среднемассовой температурой, удельными тепловыми массовыми потоками через единицу контактной поверхности и ее температурой устанавливается соотношениями

$$dQ = \alpha_s (t - t_f) dF ; \quad (1.16)$$

$$dm = \beta_d (d - d_f) dF , \quad (1.17)$$

где t_f и t , d_f и d – соответственно температура и влагосодержание в пограничном слое у контактной поверхности и в воздушном потоке.

Величины α_s и β_d представляют собой соответственно коэффициенты тепло- и массообмена. Они связаны с реальными процессами, протекающими в трехмерном пространстве, и не могут быть определены по одномерной модели. Поэтому их величины устанавливаются либо экспериментально, либо теоретически, путем решения системы (1.9) – (1.15) или уравнений погранслоя. Эти решения позволяют

найти поля температур и концентраций, с помощью которых величины локальных коэффициентов α_n и β_d могут быть вычислены по следующим зависимостям:

$$\alpha_n = \frac{\lambda \frac{\partial t}{\partial y} \Big|_{y=0}}{t_f - t}; \quad (1.18)$$

$$\beta_d = \frac{D \frac{\partial d}{\partial y} \Big|_{y=0}}{d_f - d}. \quad (1.19)$$

Между локальными значениями этих величин существует взаимосвязь, установленная В. Льюисом:

$$\frac{\alpha}{\beta_d} = c_p. \quad (1.20)$$

Данное соотношение указывает на подобие процессов тепло- и массообмена, протекающих в теплообменных аппаратах, и вопрос о его справедливости до настоящего времени привлекает внимание многих исследователей. При анализе этого вопроса следует иметь в виду, что речь может идти как об аналогии в локальном смысле, когда подобие процессов переноса рассматривается на элементарном участке контактной поверхности, так и об аналогии в интегральном смысле, т.е. о соблюдении соотношения Льюиса для аппарата в целом. Отметим, что наличие аналогии в интегральном смысле позволило бы свести эксперименты к изучению лишь одного процесса, например переноса теплоты, и тем самым значительно упростить проведение экспериментов и уменьшить их объем. Существование аналогии в локальном смысле дает возможность уточнить физическую картину протекания процессов переноса и облегчить построение математических моделей при теоретических методах исследования.

Указанное соотношение является частным случаем более общего соотношения

$$\frac{\alpha}{\beta_d} = \frac{\lambda}{\rho D} \quad (1.21)$$

при условии, что число Льюиса $Le = 1$ ($Le = \frac{\rho D c_p}{\lambda}$), которое, в свою очередь, вытекает из равенства выражений и числовых коэффициентов для чисел Nu и Nu_d , если критерии $Pr = Pr_d = 1$.

Для отдельно протекающих процессов тепло- и массообмена последнее условие является одним из основных для существования аналогии в случае вынужденного движения. При турбулентном режиме течения коэффициенты кинематической вязкости, теплопроводности и диффузии определяются механизмами молярного переноса. В этом случае, несмотря на то, что величины указанных коэффициентов существенно меняются в пределах потока, турбулентные аналоги чисел Pr и Pr_d равны и не зависят от свойств среды, т.е. $Pr = Pr_d$ [10].

При ламинарном режиме течения, когда имеет место молекулярный перенос, величины Pr и Pr_d зависят от значений λ и D рассматриваемой среды. Как показано в [13], диапазон изменения отношения

$\frac{\alpha}{\beta_d}$ в этом случае определяется границами неравенства

$$c_{p_{\text{max}}} \geq \frac{\alpha}{\beta_d} \geq \frac{\lambda}{\rho D}, \quad (1.22)$$

которое при подстановке в него физических констант, например при 0°C , дает $0,271 \leq \frac{\alpha}{\beta_d} \leq 0,284$. Из этого

неравенства следует, что отклонение соотношения $\frac{\alpha}{\beta_d}$ от c_p не превышает 4,5 %.

В реальных условиях тепловлажностной обработки воздуха процессы переноса тепла и массы протекают одновременно. Вследствие этого они являются взаимосвязанными, а интенсивность протекания одного из них зависит от интенсивности протекания другого. Наиболее полно вопрос о совместно протекающих в гетерогенных средах процессов тепло- и массопереноса и их аналогии рассмотрен в работах Л.Д. Бермана [14, 15] и А.А. Гухмана [16]. Как показано в этих работах, в общем случае полная аналогия не имеет места, так как наличие поперечного (по отношению к основному течению влажного воздуха) потока массы приводит к перестройке полей скоростей, температур и концентраций. Указанные эффекты усиливаются наличием стефанова течения, возникающего из-за непроницаемости поверхности для одного из компонентов смеси. В результате происходит изменение толщин пограничных сло-

ев и, соответственно, изменение эпюр скоростей, температур и концентраций. Уравнения, описывающие процессы тепло- и массообмена, становятся по своей структуре неидентичными.

Однако эти различия могут иметь место при больших значениях перепадов температур и концентраций, не характерных для режимов вентиляции и кондиционирования воздуха. Поэтому в аппаратах тепловлажностной обработки СКВ и В при совместно протекающих обменных процессах можно считать, что соотношение Льюиса для локальных значений коэффициентов переноса соблюдается как для турбулентных, так и для ламинарных режимов течения.

Возвращаясь к анализу процессов, протекающих в аппаратах СКВ и В, для которых выполняется соотношение Льюиса, отметим, что для них уравнения переноса тепла и влагосодержания могут быть заменены уравнениями переноса тепла и энтальпии или переноса влагосодержания и энтальпии. Действительно, с учетом соотношения Льюиса для стационарного случая протекания процессов тепло-массо-переноса в рекуперативном теплообменнике в одномерной постановке для энтальпии и температуры воздуха можно записать

$$\frac{dI}{dx} = NTU(I_f - I); \quad (1.23)$$

$$\frac{dd}{dx} = NTU(d_f - d), \quad (1.24)$$

где $NTU = \frac{\alpha F}{c_s G_s}$ – число единиц переноса, параметр, широко используемый при расчете процессов и аппаратов химической технологии, одним из разделов которой и является кондиционирование воздуха (число единиц переноса показывает, на сколько единиц изменится анализируемый параметр влажного воздуха при воздействии единицы движущей силы переноса).

Эти уравнения должны решаться совместно с уравнением переноса энергии во второй теплообменивающейся среде при условии срачивания тепловых потоков, которыми обмениваются среды. Следует отметить, что уравнения (1.23) и (1.24) не только позволяют определять параметры тепло- и массообменивающихся сред, но и могут быть использованы для вычисления коэффициентов теплообмена α_s в тех случаях, когда не удастся получить аналитическое выражение для среднеинтегральных по поверхности значений разности потенциалов переноса Δt и Δd . Для этого в процессе решения уравнений (1.23) и (1.24) необходимо итеративно подбирать значения коэффициента теплоотдачи, при которых расчетные и экспериментальные значения конечных параметров тепло- и массообменивающихся сред будут совпадать. Наиболее простой эта операция является при исследовании процессов сухого теплообмена.

Также существенно упрощается в одномерной постановке система уравнений, описывающих процессы стационарного переноса тепла и массы в контактных аппаратах, в частности, в форсуночной камере орошения. Эта система с учетом принятых допущений имеет вид

$$\frac{dI}{dy} = \int_0^{\delta_{\max}} F_1(y, \delta) (I_\delta - I) d\delta; \quad (1.25)$$

$$\frac{dt}{dy} = \int_0^{\delta_{\max}} F_1(y, \delta) (t_\delta - t) d\delta; \quad (1.26)$$

$$\frac{dt_\delta}{dy} = F_2(y, \delta) (I - I_\delta), \quad (1.27)$$

где $F_1(y, \delta)$ и $F_2(y, \delta)$ – функции, зависящие от суммарной поверхности капель диаметром δ в сечении y , их скоростей и коэффициентов теплоотдачи.

Приведенные системы уравнений (1.23), (1.24), а также (1.25) – (1.27), представляющие собой математические модели процессов переноса в рекуперативном воздухоохладителе и в форсуночной камере орошения, существенно проще исходных уравнений (1.9) – (1.15). Однако и в таком виде их решение затруднительно из-за сложности граничных условий, отражающих реальные конструктивные особенности аппаратов, в частности, из-за наличия сложных схем взаимного движения в рекуперативных теплообменниках и существования взаимовстречного распыления в двухрядных камерах орошения. Поэтому получение искомым решений требует введения ряда дополнительных допущений, полнота и специфичность которых будут обсуждаться в последующих главах настоящей работы при рассмотрении различных конструкций рекуперативных теплообменников и контактных аппаратов.

Поверхностные рекуперативные теплообменники СКВ и В. Моделирование процессов теплообмена

2.1. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ СТАЛЬНЫХ И БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ, ОБОГРЕВАЕМЫХ ВОДОЙ И НАСЫЩЕННЫМ ПАРОМ

Одним из основных видов воздухообрабатывающего оборудования систем воздушного отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха общественных, гражданских и промышленных зданий являются поверхностные рекуперативные трубчато-пластинчатые теплообменники. В указанных системах они применяются для нагревания воздуха (воздухонагреватели) и его охлаждения (воздухоохладители), а также как теплоутилизаторы с промежуточным теплоносителем для утилизации тепловой энергии низкопотенциальных вентиляционных выбросов.

В качестве тепло- и холодоносителей в таких теплообменниках используются в основном горячая и холодная вода, водные растворы этилен- и пропиленгликоля, насыщенный водяной пар, а также различные типы фреонов (воздухоохладители непосредственного испарения и конденсаторы холодильных машин).

Специфика термодинамических свойств применяемых тепло- и холодоносителей и воздуха такова, что возникает необходимость развития наружной поверхности указанных теплообменников со стороны воздуха. Дело в том, процессы теплопередачи в рассматриваемых устройствах протекают в условиях вынужденной конвекции в обеих средах, вследствие чего коэффициенты внешней теплоотдачи со стороны воздуха малы по сравнению с коэффициентами теплоотдачи со стороны греющей или охлаждающей среды, в связи с чем и возникает необходимость увеличения наружной поверхности по сравнению с внутренней, которая контактирует с протекающим теплоносителем. Именно этим обстоятельством и объясняется тот факт, что подавляющее большинство поверхностных теплообменников, применяемых в СКВ и В, представляет собой пучок труб, наружные поверхности которых снабжены оребрением (сплошным или разрывным).

В зависимости от типа оребрения и способа его образования указанные теплообменники подразделяются на пластинчатые и спирально-накатные (спирально-навивные). В пластинчатых теплообменниках теплопередающая поверхность образуется пучками труб и объединяющими их пластинами, спирально-накатные состоят из групп одиночных труб, оребрение которых получено механической деформацией наружной поверхности алюминиевой трубы.

Поверхностные теплообменники могут изготавливаться из однородных и разнородных материалов. Обычно теплопередающая поверхность пластинчатых теплообменников, выпускаемых зарубежными фирмами, состоит из медных трубок и алюминиевых пластин. В странах СНГ пластинчатые теплообменники изготавливаются из стальных трубок и стальных пластин. Спирально-навивные (накатные) теплообменники также могут быть сделаны из однородных или разнородных материалов. Как правило, трубы стальные, а оребряющая их поверхность может быть стальной или алюминиевой. Так называемые биметаллические спирально-накатные поверхности образованы внешним оребрением, которое получается при раскатке наружной алюминиевой трубы, насаживаемой на внутреннюю стальную трубу.

Важным условием, определяющим эффективность передачи тепла, является обеспечение надежного контакта между трубкой и оребряющей поверхностью. В пластинчатых медно-алюминиевых теплообменниках такой контакт создается путем механической или гидравлической деформации медных трубок. Для стальных теплообменников единственным способом обеспечения термического контакта является горячее цинкование. Получаемое при этом покрытие теплопередающей поверхности обладает одновременно хорошими антикоррозионными свойствами.

В биметаллических спирально-накатных теплообменниках термический контакт между трубкой и оребрением образуется непосредственно в ходе процесса накатки. В некоторых конструкциях спирально-навивных поверхностей навиваемая на трубку алюминиевая лента попадает в предварительно нарезаемую на внешней поверхности стальной трубки винтообразную канавку и затем механическим способом завальцовывается в нее. Последние два способа образования механического контакта имеют одно важное неоспоримое преимущество по сравнению со способом обеспечения контакта при производстве стальных калориферов – отсутствие экологически вредного процесса горячего цинкования.

За рубежом в СКВ и В в основном используются трубчато-пластинчатые медно-алюминиевые теплообменники. Они компактны, имеют высокую теплоаэродинамическую эффективность и малую

массу. Однако в силу целого ряда обстоятельств (дефицит медных трубок и тонкой алюминиевой фольги) они в течение длительного периода в СССР не производились.

В бывшем СССР для вентиляции и кондиционирования воздуха было организовано производство стальных пластинчатых и биметаллических воздухонагревателей, предназначенных для нагрева воздуха горячей водой и сухим насыщенным водяным паром с температурой до 180°C и давлением до 12 бар. В отдельные годы объем выпуска таких воздухонагревателей достигал внушительных размеров и составлял около 15 млн. м² в год, в том числе биметаллических – 6 млн.м².

Конструктивно выпускавшиеся в бывшем СССР воздухонагреватели состоят из корпуса, коллекторов и патрубков для подвода и отвода теплоносителя. Корпус включает две трубные доски и два щитка, обеспечивающих подсоединение воздухонагревателя к воздуховодам. Коллекторы, состоящие из крышек, привариваемых к трубным доскам и перегородкам, служат для создания организованного движения теплоносителя (воды или пара). Воздуонагреватели для пара имеют, как правило, одноходовое исполнение проточной части (рис. 2.1), а для воды – многоходовое (рис. 2.2).

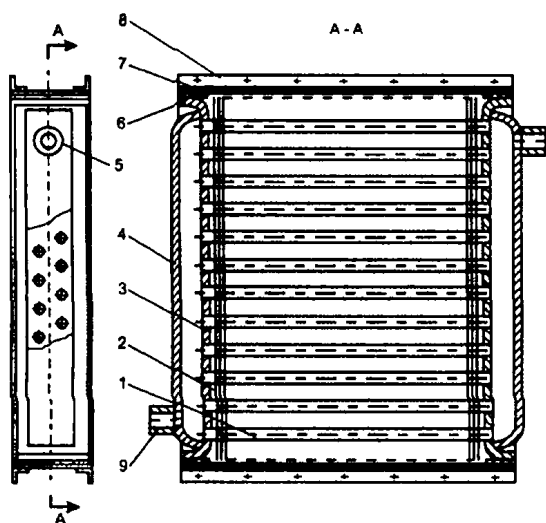


Рис. 2.1. Общий вид парового одноходового воздухонагревателя:

1 – теплообменная трубка; 2 – теплопередающая пластина;
3 – трубная решетка; 4 – крышка; 5 – патрубок для подачи теплоносителя; 6 – прокладка; 7 – боковой щиток; 8 – присоединительный фланец; 9 – патрубок для обвода конденсата

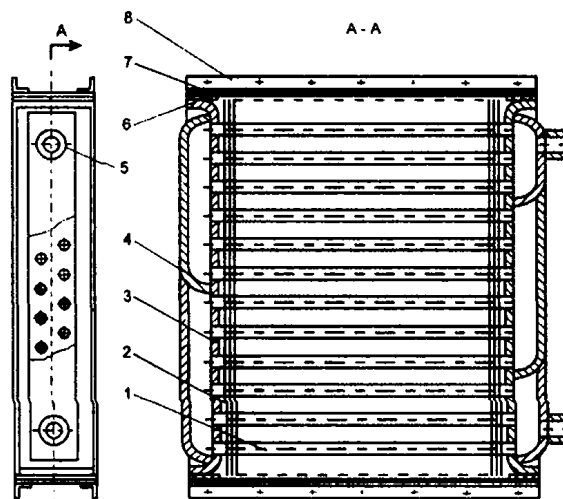


Рис. 2.2. Общий вид многоходового водяного воздухонагревателя:

1 – теплообменная трубка; 2 – теплопередающая пластина;
3 – трубная решетка; 4 – крышка; 5 – патрубок для подачи и отвода теплоносителя; 6 – прокладка; 7 – боковой щиток; 8 – присоединительный фланец

Наиболее широкое распространение в бывшем СССР для нагрева воздуха в системах приточной вентиляции получили стальные пластинчатые воздухонагреватели. До настоящего времени выпускаются два типа таких теплообменников со стальной круглой и плоской трубками. Стальные пластинчатые воздухонагреватели с круглой трубкой типа КВС-П и КВБ-П были разработаны в начале 70-х годов ВНИИ «Кондиционер» совместно с Костромским калориферным заводом, на котором вначале и было налажено их серийное производство.

Теплопередающая поверхность этих воздухонагревателей относится к классу трубчато-пластинчатых поверхностей. Элемент ее выполнен из стальных трубок диаметром 16 мм, на которые насаживаются стальные гофрированные пластины с выштампованными равновеликими воротничками. Расположение трубок в пучке – смещенное по отношению к коридорному, с шагом смещения, равным половине диаметра трубки, т.е. 8 мм. Поперечный шаг расположения трубок 41,5 мм, а продольный 40 мм. Шаг расположения пластин друг относительно друга 4,8 мм.

Интенсификация процессов внешнего теплообмена осуществляется как за счет использования смещенного расположения трубок, так и за счет наличия на пластинах системы гофров, расположенных под углом 45° по отношению к набегающему потоку воздуха. Амплитуда гофров равна 3 мм, а шаг их расположения 15 мм (рис. 2.3). Контакт между трубками и насаженными на них пластинами осуществляется с помощью процессов горячего цинкования.

В соответствии с ГОСТ 7201–70 на основе описанной теплопередающей поверхности было разработано 36 типоразмеров двух-, трех- и четырехрядных воздухонагревателей указанных типов. Модернизированные воздухонагреватели типа КВСБ-П, КВББ-П, КПС-П-01А, КПБ-П-01А и в настоящее время выпускаются рядом предприятий России. Теплообменники со стальными гофрированными пластинами и плоскоовальными трубками типа КВБ-П-01 выпускаются Горьковским механическим заводом.

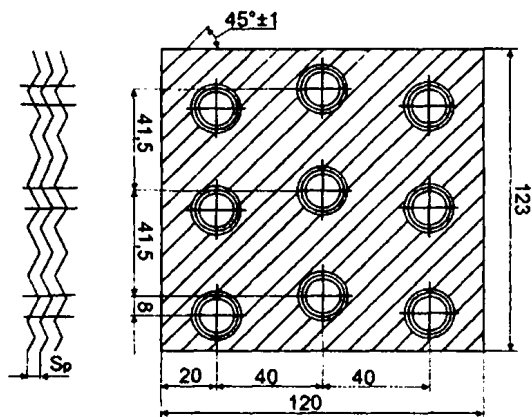


Рис. 2.3. Теплопередающая пластина калориферов типа КВС

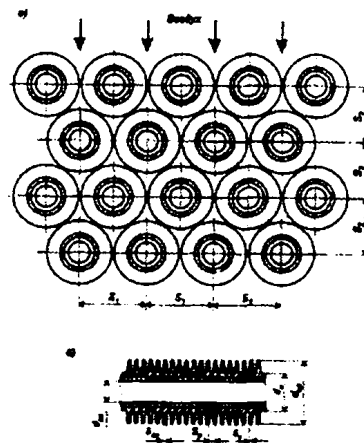


Рис. 2.4. Общий вид пучка теплообменной поверхности из биметаллических труб, применяемых в конструкциях калориферов типа КСк (внутренняя стальная труба с алюминиевым накатным оребрением): а – трубный пучок; б – теплопередающий элемент

Начиная с 1973 г. в стране было налажено производство биметаллических воздухонагревателей для СКВ и В. Головным предприятием по выпуску таких теплообменников являлся Костромской калориферный завод, который производил 14 типоразмеров трех- и четырехрядных воздухонагревателей типа КСк и КПск, предназначенных для нагрева воздуха горячей водой или паром. В качестве воздухонагревателей центральных и неавтономных кондиционеров также используются биметаллические теплообменники.

Теплопередающая поверхность таких воздухонагревателей представляет собой трубный пучок биметаллических трубок шахматной компоновки (рис. 2.4), развитие внешней поверхности которых осуществляется путем механического деформирования наружной алюминиевой трубы на специальном оборудовании (станы типа ХПТР). При таком способе изготовления теплообменных элементов ребро имеет круглую форму, а контакт между поверхностью стальной трубы и внутренней поверхностью оребренной трубы осуществляется по винтовой полоске шириной 0,3 – 0,5 мм.

Конструкция и присоединительные размеры биметаллических воздухонагревателей полностью идентичны конструкции пластинчатых теплообменников. Так же, как и в последних, соединение внутренних трубок биметаллических элементов с трубной доской, равно как и соединение крышек, перегородок, патрубков (за исключением щитков), осуществляется сваркой.

Конструкция биметаллических воздухонагревателей за прошедшие годы претерпела целый ряд конструктивных изменений, направленных в основном на снижение материалоемкости (теплопроизводительность модернизированных калориферов осталась примерно на прежнем уровне). В настоящее время Костромским калориферным заводом выпускаются двух-, трех- и четырехрядные теплообменники с круглыми ребрами, работающие на воде (типа КСк-02ХЛЗБ) и на пару (типа КПск-01УЗБ), а также воздухонагреватели типа КСкЗ...50АУЗ и КПск...50АУЗ ВНВЗ-01, теплообменный элемент которых имеет ребра с конфигурацией, представленной на рис. 2.5. Кроме того, на этом заводе выпускается ряд теплообменников типа ВНВ...123-01 АТЗ, предназначенных для работы в тропических условиях, и ВНВ...113-01У для работы на Крайнем Севере. Теплообменники, предназначенные для работы в условиях стран с жарким тропическим климатом, имеют конструкцию, в которой все элементы, за исключением оребряющей поверхности, которая остается алюминиевой (трубные доски, крышки, перегородки, несущие трубки), выполняются из нержавеющей стали.

Предприятием «Вента» выпускаются биметаллические воздухонагреватели со стальной трубкой диаметром 12 мм. Характеристика трубного пучка этих воздухонагревателей приведена в табл. 2.1. С 1989 г. на предприятии начат выпуск модернизированных теплообменников КСк-01А. Как и в модернизированных калориферах типа КСк-02, в этих воздухонагревателях для интенсификации обменных процессов используется гофрирование периферии спирально-накатного оребрения.

Биметаллические теплообменники применяются также в составе центральных кондиционеров, серийное изготовление которых осуществляется харьковским заводом «Кондиционер». Воздухонагреватели центральных кондиционеров состоят из набора базовых теплообменников, что позволяет при монтаже воздухонагревательной установки создавать обводные каналы, что, в свою очередь, дает возможность варьировать количество воздуха, проходящего через фронтальное сечение обменников, с помо-

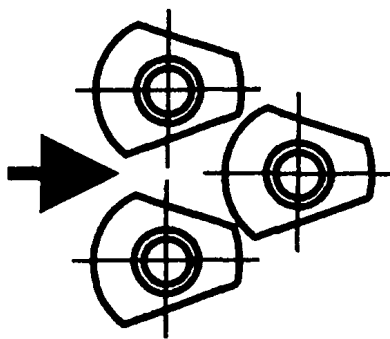


Рис. 2.5. Трубный пучок с конфузорной подгибкой ребер теплопередающих элементов

щью воздушного клапана, устанавливаемого в этом канале. Кроме того, в составе этих воздухонагревателей отсутствуют щитки. Воздухонагреватели снабжаются специальными опорами, поддерживающими их в ходе эксплуатации.

Теплоаэродинамические качества воздухонагревателей рассмотренных типов принято характеризовать величинами коэффициентов теплопередачи K и аэродинамического сопротивления ΔP_a , которые для водяных воздухонагревателей обычно записываются в виде

$$K_m = a \cdot (V\rho)^n \cdot w^r, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}) \text{ или ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C} \cdot \text{ч}); \quad (2.1)$$

$$\Delta P_a = b \cdot (V\rho)^m, \text{ Па}, \quad (2.2)$$

где $V\rho$ – массовая скорость воздуха во фронтальном сечении, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; w – скорость воды в трубках, $\text{м}/\text{с}$.

Для паровых калориферов зависимость для коэффициента теплопередачи такова:

$$K_n = a \cdot (V\rho)^n \cdot l_{\text{тр}}^s, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}) \text{ или ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C} \cdot \text{ч}). \quad (2.3)$$

Эти зависимости определялись в ходе обработки опытных данных, полученных при теплотехнических испытаниях воздухонагревателей номера 04 [17]. Указанные испытания и обработка результатов проводятся по методике, приведенной в [18]. Соответствующие аппроксимационные коэффициенты a , b , m , n , r и s для стальных пластинчатых и биметаллических воздухонагревателей, обогреваемых водой и паром, а также конструктивные характеристики их теплопередающих поверхностей приведены в табл. 2.1 и 2.2. Технические характеристики указанных калориферов (величины фронтальных сечений, теплопередающих поверхностей, количество ходов по воде, живые сечения хода, коллектора и патрубков представлены в соответствующих каталогах заводов-изготовителей этих видов оборудования и в многочисленных информационных материалах, издаваемых ГПИ «СантехНИИпроект» (г. Москва)).

Таблица 2.1

ЧИСЛОВЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ В ФОРМУЛАХ (2.1) – (2.3) ДЛЯ РАСЧЕТА СТАЛЬНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ТИПА КВС, КВБ, КПС, КПБ, КСк, КПск С ПЛАСТИНЧАТОЙ И БИМЕТАЛЛИЧЕСКОЙ ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩИМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ

Индекс воздухонагревателя	Теплоноситель	Число рядов трубок	Числовые значения коэффициентов аппроксимации				
			a	n	$r(S)$	b	m
КВМБ-П	Вода	2	24,54	0,35	0,13	3,72	1,155
КВСБ-П	Вода	3	23,05	0,35	0,13	5,98	1,525
КВББ-П	Вода	4	21,85	0,35	0,13	8,27	1,525
КПМ-П-01А	Пар	2	25,57	0,328	-0,06	3,72	1,55
КПС-П-01А	Пар	3	23,72	0,328	-0,052	5,98	1,525
КПБ-П-01А	Пар	4	22,7	0,328	-0,052	8,27	1,525
КВБ-П-01	Вода	1	26,9	0,405	0,13	7,8	1,63
КСк-02	Вода	3	29,03	0,455	0,14	6,28	1,71
	Вода	4	25,32	0,515	0,170	8,28	1,73
КСк-02А	Вода	3	29,3	0,437	0,168	6,05	1,832
ВНВ113, ВНВ123	Вода	4	25,5	0,496	0,160	8,63	1,833
КСк-50А	Вода	3	41,5	0,448	0,193	4,60	1,916
ВНВ113-50А, ВНВ123-50А	Вода	4	39,9	0,471	0,183	6,69	1,813
КПск-01	Пар	3	27,02	0,40	-0,068	5,76	1,832
	Пар	4	23,3	0,474	-0,038	8,44	1,765
КПск-01А	Пар	3	30,32	0,405	-0,066	6,05	1,832
ВНП113, ВНП123	Пар	4	26,1	0,476	-0,036	8,86	1,705
КПск-50А	Пар	3	30,32	0,405	-0,066	6,05	1,832
ВНП-123 50А	Пар	4	26,1	0,476	-0,036	8,86	1,705
ВНВ113-2	Вода	3	33,3	0,383	0,175	4,23	1,832

КОНСТРУКТИВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТАЛЬНЫХ И БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ

Наименование характеристик теплопередающей поверхности	КВСБ-П, КВББ-П, КПСБ-П, КПББ-П	КСк-01А	КСк-02	КСк-02А, ВНВ113, ВНВ123	КСк-50А, ВНВ113-50А, ВНВ123-50А	КПск-01А, ВНП113, ВНВ123	КПск-01А, ВНП123-50А, ВНП133-2	КВБ-П-01
Конструктивные параметры трубного пучка и оребрения								
Поперечный шаг расположения труб, мм	41,5	31	41,5	41,5	41,5	41,5	41,5	45
Продольный шаг расположения труб, мм	40	27	36	36	36	36	36	-
Тип расположения труб в пучке*	с	ш	ш	ш	ш	ш	ш	-
Средняя толщина ребра (пластины), мм	0,5	0,35	0,55	0,55	0,4	0,55	0,4	0,5
Диаметр оребрения по основанию ребра, мм	-	13,5	20	18	18	17	17	-
Шаг расположения ребер (пластин), мм	5,0	2,6	3,4	2,8	3,4	2,8	3,4	3,4
Наружный диаметр оребрения, мм	-	29	39	39	39	39	39	-
Наружный диаметр стальной трубы, мм	16	16	12	16	16	16	16	-
Внутренний диаметр стальной трубы, мм	12,8	9	12,8	13,6	13,6	13,6	13,6	-
Параметры интенсификаторов								
Амплитуда, мм	3	-	-	1,2	-	1,2	-	3
Шаг гофрирования, мм	15	-	-	6,0	-	6,0	-	15
Угол направления гофра к направлению потока воздуха	45°	-	-	-	-	-	-	90°
Конфузорная подгибка ребер	-	-	-	-	30°	-	30°	-

* Расположение трубок в трубном пучке: с – смещенное, ш – шахматное.

Достаточно подробное описание конструктивных особенностей ранее выпускавшихся стальных и биметаллических теплообменников и их технических характеристик связано с тем, что по мере физического и морального износа теплообменники должны быть заменены более совершенными в энергетическом отношении конструкциями. Эту замену при модернизации эксплуатируемых СКВ и В часто приходится производить, ориентируясь на характеристики ранее установленного теплообменного оборудования, что существенно упрощает подбор новых воздухонагревателей этих систем.

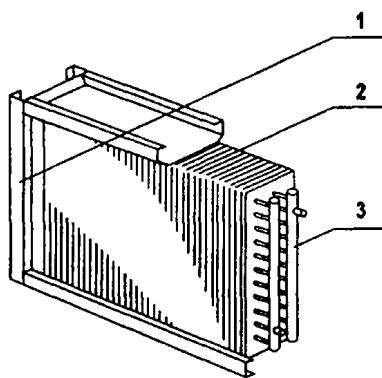


Рис. 2.6. Современная конструкция медно-алюминиевого теплообменника: 1 – корпус; 2 – теплопередающая поверхность трубчато-пластинчатого типа; 3 – подводящий и отводящий коллекторы

Как указывалось выше, за рубежом для целей вентиляции и кондиционирования воздуха преимущественно используются пластинчатые медно-алюминиевые теплообменники (рис. 2.6). Они состоят из корпуса, изготавливаемого из оцинкованного железа, теплопередающей поверхности трубчато-пластинчатого типа, распределительного и сборного коллекторов, с помощью которых образуется гидравлический тракт теплообменника, и элементов подсоединения к воздуховодам. Соединение трубок друг с другом осуществляется с помощью калачей. Применение калачей позволяет, не увеличивая трудоемкость изготовления, при равных величинах гидравлического сопротивления получить большее число ходов по теплоносителю, увеличить прочность конструкции, уменьшить тепловое расслоение потока по фронту.

Пластины теплообменника изготавливаются штамповкой из тонколистовой алюминиевой фольги. Термический контакт между трубкой и воротничками, образующимися в процессе штамповки у каждого отверстия, обеспечивается, как правило, с помощью механической или гидравлической деформации труб.

Разнообразие требований, предъявляемых к поверхностным теплообменникам, различные условия эксплуатации и сильная конкуренция производящих этот вид оборудования фирм привели к появлению на рынке большого количества типов теплопередающих поверхностей с различными видами оребрения (рис. 2.7). Большинство из приведенных поверхностей относится к так называемым интенсифицированным поверхностям, в которых используются различные способы интенсификации процессов внешнего теплообмена, сущность которых состоит в том, чтобы с помощью различных турбулизирующих элементов обеспечить периодический разрыв пограничных слоев, образующихся на пластинах, и, следовательно, уменьшить их толщины, что должно привести к увеличению коэффициентов теплоотдачи от теплопередающей поверхности к воздушному потоку.

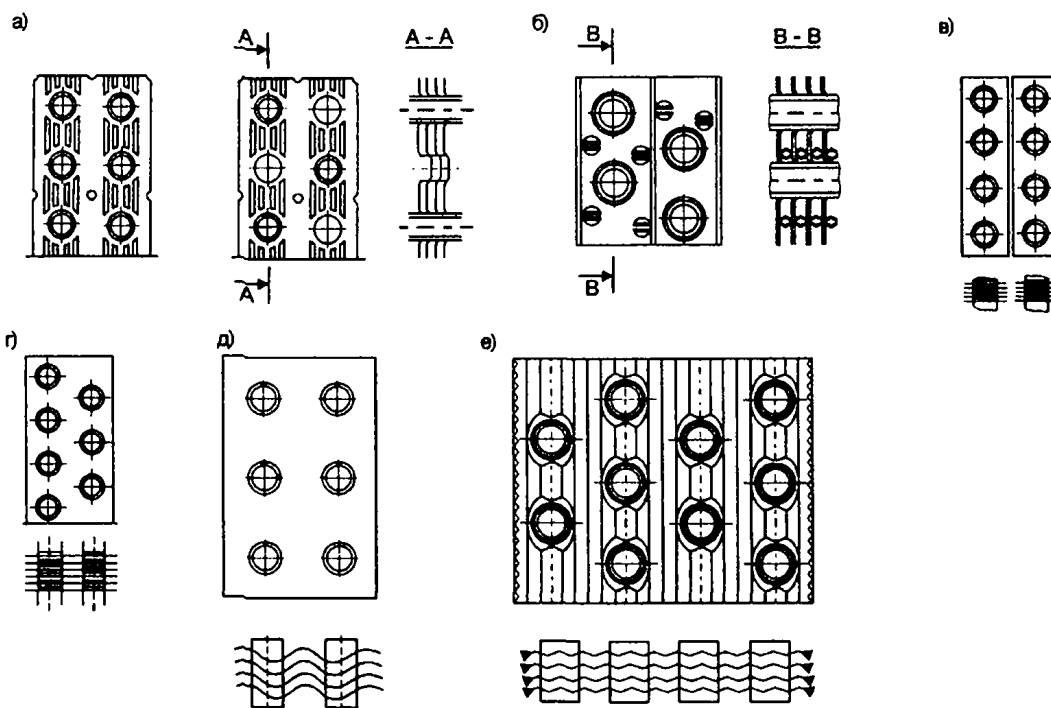


Рис. 2.7. Интенсифицированные теплопередающие поверхности пластинчатых теплообменников:

а — пластины жалюзийного типа; б — пластины с локальными турбулизаторами; в — пластины ламельного типа; г — компактный трубный пучок; д — пластины с волнистыми гофраами; е — пластины с зигзагообразными гофраами

В принципе, все известные способы интенсификации процессов теплообмена в трубчато-пластинчатых теплообменниках можно разделить на две группы. К первой относятся те, в которых реализуется идея уменьшения размеров диаметров трубок и шага установки пластин, что приводит к уменьшению эквивалентного диаметра канала, по которому перемещается воздух. Этот метод достаточно эффективен с точки зрения соотношений прироста коэффициентов теплообмена и роста аэродинамического сопротивления. Однако он имеет ограничение по технологическим соображениям, и в настоящее время его возможности практически исчерпаны. Ко второй группе методов интенсификации относятся те, в которых повышение эффективности теплообмена достигается применением различных турбулизирующих элементов, обеспечивающих периодический разрыв пограничных слоев, образующихся на пластинах. К ним относятся: рассечение пластин на короткие участки [19]; искривление входной кромки пластин для возникновения условий образования вихрей Тейлора–Гертлера [20]; гофрирование всей поверхности с целью обеспечения извилистого движения воздуха [21]; создание таких профилей пластин, при которых образуются каналы для прохода воздуха с чередующимися конфузными и диффузными участками, где образуются турбулентные завихрения [22]; нанесение на теплопередающую поверхность перфораций с отогнутыми под углом к воздушному потоку участками ребер, что приводит к эжекции пограничного слоя и уменьшению его толщины [21] и т.п. Вторая группа способов является наиболее перспективной и в настоящее время реализуется в том или ином виде в большинстве современных пластинчатых теплопередающих поверхностей.

2.2. ОСНОВНЫЕ ДОСТОИНСТВА МЕДНО-АЛЮМИНИЕВЫХ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ (CuAl) КОЛЛЕКТОРНО-КАЛАЧЕВОЙ КОНСТРУКЦИИ

Для выяснения причин, которые привели к повсеместному применению за рубежом медно-алюминиевых теплообменников, проведем сравнительный анализ теплотехнических и эксплуатационных характеристик теплообменников различных типов с пластинчатыми медно-алюминиевыми конструкциями.

Главным назначением любого теплообменного аппарата является передача энергии от одного потока к другому при минимальных затратах энергии и материалов. В этом смысле рассматриваемые медно-алюминиевые теплообменники имеют неоспоримые преимущества по сравнению с калориферами типа КВС, КВБ и КСк, которые условно можно разделить на три группы. К первой группе относятся преимущества технического характера, ко второй – технологического и материально-технического, а к третьей – эксплуатационного и экологического. Рассмотрим их в указанной последовательности.

1. Вследствие высокой степени развития теплопередающей поверхности теплообменники CuAl отличаются высокой теплопроизводительностью и компактностью. Дело в том, что коэффициенты оребрения в медно-алюминиевых теплообменниках могут достигать величин порядка 30, т.е. приближаться к теоретическому пределу, определяемому из условия оптимизации величины теплосъема. Такой уровень величин коэффициента оребрения легко обеспечивается снижением шага установки пластин до величин порядка 1,5 – 1,8 мм. В наиболее удачных конструкциях (спирально-накатных калориферах) величина шага расположения ребер составляет около 2,6 – 2,8 и ее дальнейшее уменьшение практически невозможно по следующей причине. Технология накатки предполагает использование устройств с большим количеством накатных роликов, которые по соображениям механической прочности и износостойкости не могут быть выполнены меньшими определенных размеров, что и предопределяет минимальную величину шага между ребрами, близкую к указанной величине.

Высокая степень развития поверхности в медно-алюминиевых теплообменниках позволяет получить высокие значения теплопроизводительности, которые определяются температурными напорами и теплотехническим комплексом KF, физическая сущность которого вытекает из указанных выше понятий о числах единиц переноса.

Рассмотрим этот вопрос более подробно. В спирально-накатных теплообменниках типа КСк коэффициенты теплопередачи, как правило, несколько выше, чем в пластинчатых теплообменниках. Это обусловлено отличительными особенностями гидродинамики потока в трубных пучках одиночно оребренных труб. В спирально-накатных теплообменниках поток воздуха, омывающий пучок труб, попеременно попадает в межреберные пространства отдельных трубок. В этом случае каждый раз при натекании на ребро трубки у кромок ребра начинает формироваться пограничный слой, который обрывается в месте схода потока с ребра. Такая картина повторяется на каждом ребре, расположенном вдоль по потоку воздуха. При таком характере обтекания происходит периодическое обновление погранслоя, что приводит к повышению коэффициентов теплоотдачи. В пластинчатых теплообменниках воздушный поток непрерывно движется в каналах между пластинами, вызывая постепенное нарастание пограничного слоя в том случае, если пластины не интенсифицированы и не имеют специальных средств, турбулизирующих поток, вследствие чего снижается среднеинтегральное значение коэффициента теплоотдачи.

Однако коэффициенты оребрения, представляющие собой отношение теплопередающей поверхности со стороны воздуха к внутренней поверхности труб, по которым перемещается тепло- или холодоноситель, в теплообменниках CuAl по указанным выше причинам существенно выше, в связи с чем и величина комплекса KF, характеризующая общий теплосъем, в таких теплообменниках может значительно превышать указанный показатель в стальных и биметаллических теплообменниках.

2. Медно-алюминиевые теплообменники имеют существенно меньшую массу по сравнению со стальными и биметаллическими при равной теплопроизводительности. Это объясняется тем, что при их производстве используется алюминиевая фольга, толщина которой не превышает 0,2 мм, а минимальный ее размер определяется как технологическими, так и теплотехническими моментами, связанными с обеспечением требуемой величины коэффициента тепловой эффективности оребряющей поверхности. В стальных пластинчатых калориферах толщина пластин с цинковым покрытием равна примерно 0,5 – 0,55 мм. В биметаллических же теплообменниках при существующем способе их изготовления имеет место предельная по технологическим соображениям средняя толщина ребер, которая не может быть меньше 0,4 – 0,45 мм. Кроме того, толщины стенок медных трубок, которые используются при производстве теплообменников CuAl, составляют 0,35 – 0,5 мм, в то время как в стальных и биметаллических теплообменниках минимальная толщина стенок стальных трубок равна 1,2 мм.

Появление теплообменников CuAl с малой массой позволило коренным образом изменить конструкцию центральных кондиционеров и приточных камер, т.е. перейти от секционных кондиционеров к кондиционерам панельно-каркасной конструкции, что привело к резкому сокращению объема монтаж-

ных работ, улучшило качество обработки воздуха и повысило эргономические показатели кондиционеров. Именно благодаря указанным преимуществам теплообменники CuAl являются основой многих типов воздухообрабатывающего оборудования, к числу которых относятся малогабаритные подвесные кондиционеры, высокоэффективные подвесные воздушно-отопительные и воздушно-охладительные агрегаты, сетевые воздушонагреватели и охладители, «сухие градирни», воздушные завесы, теплоутилизаторы с промежуточным теплоносителем, агрегаты консервации турбин и т.п.

3. Медно-алюминиевые теплообменники являются универсальными аппаратами для реализации процессов не только нагрева воздуха, но и его охлаждения при одновременном снижении влагосодержания и характеризуются малым аэродинамическим сопротивлением. В связи с этим теплообменники CuAl широко используются в составе центральных кондиционеров в качестве воздухоохладителей, позволяя в полной мере реализовать ряд преимуществ работы таких устройств по сравнению с другими аппаратами.

К числу преимуществ относятся резкое снижение габаритов кондиционера, возможность организации практически полного противотока взаимодействующих сред, устранение разрыва струи, которое имеет место в камерах орошения, снижение величин гидравлических потерь, улучшение условий эксплуатации и возможность исключения в ряде случаев из состава холодильного центра баков с холодной и отепленной водой, улучшение регулировочных характеристик, а также возможность более простой технической реализации оптимальных режимов регулирования, увеличение надежности работы. Кроме того, наличие закрытой сети холодоснабжения позволяет снизить требования, предъявляемые к воде, расширить область применения за счет использования рассолов солей и водных растворов органических веществ, а также фреонов для их непосредственного испарения в трубках теплообменников, увеличить надежность работы всей системы.

Отметим еще одно преимущество медно-алюминиевых теплообменников в качестве воздухоохладителей. При работе в режимах осушки воздуха на теплопередающей поверхности появляется конденсат, который по мере накопления под действием гравитационных сил стекает по пластинам в поддон. Толщина конденсатной пленки при этом может достигать 0,4 – 0,5 мм, что уменьшает живое сечение каналов для прохода воздуха и ведет к росту аэродинамического сопротивления в 1,4 – 1,5 раза, в зависимости от шага установки пластин. При использовании в качестве воздухоохладителей спирально-накатных конструкций теплообменников стекание конденсата затруднено, так как на периферии ребер из-за сил поверхностного натяжения конденсат накапливается, образуя крупные капли, которые существенно уменьшают сечение для прохода воздуха, что приводит к росту аэродинамического сопротивления в 2,2 – 2,4 раза.

4. Теплообменники CuAl могут надежно работать не только на горячей и холодной воде и насыщенном водяном пару, но и на большом количестве иных тепло- и холодоносителей, к числу которых относятся водные растворы этилен- и пропиленгликоля, а также различные фреоны. Это позволяет существенно расширить область применения теплообменников CuAl, используя их при работе на фреонах в качестве воздухоохладителей непосредственного испарения и конденсаторов холодильных машин, в том числе в качестве теплообменников установок крышного расположения типа МАВО. Стальные теплообменники не могут работать на фреонах, так как в ходе контакта последних с углеродистой сталью образуются соединения, отрицательно влияющие на работу систем автоматики холодильных машин.

Такие возможности теплообменников CuAl обусловлены хорошими антикоррозионными свойствами меди и алюминия (табл. 2.3). Как видно из представленных данных, благодаря хорошим антикоррозионным свойствам меди и алюминия по отношению к большому количеству перемещаемых сред медно-алюминиевые теплообменники могут быть применены для нагрева и охлаждения различных жидкостей в многочисленных технологических установках при их производстве. Особенно следует подчеркнуть возможность надежной работы рассматриваемых устройств с водными растворами этилен- и пропиленгликоля, так как в этом случае существенно расширяется область применения воздушонагревателей и воздухоохладителей СКВ и В. В частности, в воздушонагревателях, работающих на водном растворе этиленгликоля, теплоноситель в трубках не замерзает при любых отрицательных температурах воздуха, что очень важно для работы в условиях Крайнего Севера. Правда, при этом необходимо иметь специальную систему нагрева водного раствора этиленгликоля в пластинчатом или кожухотрубном теплообменнике горячей водой от централизованного источника.

Также существенно увеличивается глубина обработки воздуха в поверхностных воздухоохладителях, так как появляется возможность подачи в трубки теплообменника холодного раствора, температура которого может быть существенно ниже 0°C. Нижний предел этой температуры, в свою очередь, ограничен величиной, при которой температура конденсата на поверхности воздухоохладителя приближается к 0°C.