

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

---

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Пензенский государственный университет  
архитектуры и строительства»  
(ПГУАС)

**А.Г. Аверкин, А.И. Еремкин**

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ УСТРОЙСТВ  
ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА  
И МЕТОДОВ РАСЧЕТА КЛИМАТЕХНИКИ**

Пенза 2015

УДК 697.93  
ББК 38.762  
А19

Рецензенты: доктор технических наук, профессор,  
В.В. Салмин (ПГУ);  
директор ООО «ГИПРОМАШ» С.И. Ко-  
ровянский

**Аверкин А.Г.**  
А19 Совершенствование устройств тепловлажностной обработки  
воздуха и методов расчета климатехники: моногр. / А.Г. Аверкин,  
А.И. Еремкин. – Пенза: ПГУАС, 2015. – 204 с.  
ISBN 978-5-9282-1246-9

Приведены результаты теоретических и научно-экспериментальных исследований по разработке эффективных процессов и устройств климатехники, методов их расчета.

Представлены инженерные методы определения поверхности тепломассопереноса контактных аппаратов при обработке воздуха водой на основе числа единиц переноса, осушителей воздуха с применением модифицированной *I-d*-диаграммы влажного воздуха.

Монография подготовлена на кафедре «Теплогазоснабжение и вентиляция» и предназначена для научных сотрудников, аспирантов, а также студентов, обучающихся по направлению «Строительство» (08.03.01, 08.04.01).

ISBN 978-5-9282-1246-9

© Пензенский государственный университет  
архитектуры и строительства, 2015

© Аверкин А.Г., Еремкин А.И., 2015

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Выполнение Федеральной программы по модернизации и внедрению инновационных технологий в промышленное производство требует повышения эффективности работы оборудования. Это может быть достигнуто путем совершенствования технологических процессов, разработки современных методов расчета для конструирования технических систем, создания и внедрения современных средств контроля и регулирования необходимых параметров с учетом, в первую очередь, отечественных, а также зарубежных научно-технических разработок на основе ресурсо- и энергосбережения.

Реализация инновационных технологий связана с созданием искусственного микроклимата помещений, т.е. обеспечения и поддержания требуемых технологических параметров воздушной среды в производственном цикле. На это ежегодно затрачивается до 40 % энергоресурсов, получаемых в стране [1].

Необходимые параметры микроклимата обеспечивают инженерные системы, среди которых важная роль принадлежит центральным системам кондиционирования воздуха (СКВ), они также создают комфортные условия для обслуживающего персонала, т.е. оптимальные параметры внутреннего воздуха.

Современные системы кондиционирования воздуха характеризуются высокой материалоемкостью, повышенной энергоемкостью, большой стоимостью.

Развитие научных основ, направленных на совершенствование тепловлажностных устройств СКВ и снижение потребления количества тепловой и электрической энергии, неразрывно связано с разработкой и совершенствованием методов их расчета. Необходим системный подход при решении этой важной актуальной технической проблемы. Ее решение позволит улучшить технико-экономические показатели при создании современных высокоэффективных устройств в СКВ для обеспечения необходимого микроклимата в помещении.

В соответствии с этой концепцией целью данной монографии является ознакомление специалистов в области климатехники с некоторыми инновационными технологиями для тепловлажностной обработки воздуха.

Книга состоит из предисловия, введения, 4 разделов, заключения, списка обозначений и сокращений, библиографического списка, приложений.

Все критические замечания и пожелания, высказанные коллегами и читателями, по данной книге авторы примут с благодарностью.

Свои отзывы и замечания просим направлять по адресу: 440028, г. Пенза, ул. Г. Титова, 28, Пензенский государственный университет архитектуры и строительства.

## ВВЕДЕНИЕ

Проблема модернизации современных систем кондиционирования воздуха предусматривает совершенствование конструкций основных устройств для тепловлажностной обработки воздуха на стадии увлажнения, охлаждения, утилизации теплоты воздушного потока, создание современной методологии их расчета.

Реализации данного направления посвящены научные исследования, которые представлены в настоящей книге.

Инновационными технологиями для тепловлажностной обработки воздуха являются:

- разработка и научное обоснование конструкций контактных устройств роторного типа, работающих по прямоточной схеме или по схеме с рециркуляцией воздуха;

- разработка и научное обоснование конструкции кондиционера круглогодичного действия без применения традиционной холодильной машины и способа его монтажа;

- разработка и научное обоснование конструкции компактной градирни с косвенно-испарительным охлаждением воздуха для получения воды с температурой ниже температуры мокрого термометра воздуха и математическая модель ее процесса;

- новый способ утилизации низкопотенциальной теплоты удаляемого воздуха из помещений на основе твердого сорбента, который позволяет существенно повысить теплосъем по сравнению с традиционными методами из-за возможности утилизации всей скрытой теплоты водяных паров, содержащихся в удаляемом воздухе;

- новые теоретически обоснованные и экспериментально подтвержденные методики определения числа единиц переноса для различных режимов тепловлажностной обработки воздуха (адиабатического, политропического) на основе  $I-d$ -диаграммы влажного воздуха, позволяющие определять необходимую поверхность для реализации как теплообменных, так массообменных процессов в контактных аппаратах;

- метод оценки определяющего линейного размера капель воды (эффективного диаметра), распыляемой в потоке воздуха механическими форсунками;

- разработка алгоритма расчета поверхности тепло-массообмена при обработке воздуха водой в контактном аппарате;

- методика расчета контактных устройств для осушения воздуха на основе твердых сорбентов, с применением модифицированной  $I-d$ -диаграммы влажного воздуха;

Научные исследования проводились с применением современных математических методов планирования и обработки экспериментальных данных, с получением соответствующих математических моделей, и последующей их оптимизацией. В экспериментальных исследованиях применялись методы численного эксперимента, итерационный метод.

## ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ:

$t$  – температура воздуха, °С;  
 $e$  – абсолютная влажность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  
 $\varphi$  – относительная влажность воздуха, %;  
 $d$  – влагосодержание воздуха, г/кг;  
 $I$  – энтальпия, кДж/кг;  
 $p$  – давление, Па;  
 $V$  – объем, м<sup>3</sup>;  
 $G$  – массовый расход, кг/с;  
 $L$  – объемный расход, м<sup>3</sup>/с;  
 $R$  – газовая постоянная, Дж/(кг·К);  
 $T$  – температура, К;  
 $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;  
 $c$  – удельная теплоемкость, кДж/(кг·К);  
 $Q$  – тепловой поток, Вт;  
 $q$  – удельный тепловой поток, Вт/м<sup>2</sup>;  
 $W$  – массовый расход конденсата (воды), кг/с;  
 $F$  – площадь, м<sup>2</sup>;  
 $f$  – площадь криволинейной трапеции, квадратные единицы;  
 $a$  – коэффициент температуропроводности, м<sup>2</sup>/с;  
 $\delta$  – толщина, м;  
 $\lambda$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);  
 $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  
 $\beta$  – коэффициент массоотдачи, м/с;  
 $K$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  
 $\tau$  – время (продолжительность), с;  
 $D$  – коэффициент диффузии, м<sup>2</sup>/с (или диаметр, м);  
 $H$  – высота, м;  
 $A, a, B, b, \varepsilon, \zeta, m, p, u$  – коэффициенты;  
 $\mu$  – динамический коэффициент вязкости, Па·с (коэффициент орошения);  
 $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости, м<sup>2</sup>/с;  
 $r$  – удельная теплота парообразования, Дж/кг;  
 $l$  – линейный размер, м;  
 $w$  – линейная скорость среды, м/с;  
 $\sigma$  – поверхностное натяжение, н/м;  
 $\Delta$  – разность (приращение);  
 $\Sigma$  – сумма;  
 $\Theta$  – показатель эффективности;  
 $E$  – коэффициент эффективности;  
 $N(n)$  – число единиц переноса;  
 $Y$  – выходной параметр (функция отклика);  
 $X$  – фактор;  
 $M$  – масштаб;

$h$  – показание прибора;  
 (ед. дв. силы) – единица движущей силы;  
 $pH$  – водородный показатель среды;  
 $Eh$  – окислительно-восстановительный потенциал (редокс потенциал);  
 ГПИ – государственный проектный институт;  
 ДЭС – двойной электрический слой;  
 КОЕ – колониеобразующие единицы;  
 NTU, ЧЕП – число единиц переноса;  
 ПФЭ – полный факторный эксперимент;  
 $F_{\alpha}^{\text{табл}}(f_2; f_1)$  – табличный критерий Фишера при уровне значимости  $\alpha$  и числе степеней свободы  $f_2, f_1$ ;  
 $F_{\text{ад}}^{\text{расч}}$  – расчетный критерий адекватности;  
 СРТ – средняя разность температур;  
 СУПТ – система утилизации теплоты с промежуточным теплоносителем;  
 ТВОВ-СК – тепловлажностная обработка воздуха в системах кондиционирования;  
 ТМО – теплообмен;  
 УБС – установка для создания бактерицидных воздушных сред;  
 ФГБОУ ВПО – Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования;  
 ФЭТ – форсунка эжекционного типа;  
 ЭАС – электроактивированная среда;  
 ЭХА – электрохимическая активация.

### Критерии подобия

$Nu, Nu'$  – соответственно, критерий Нуссельта для теплового и диффузионного процесса;  
 $Re$  – критерий Рейнольдса;  
 $Pr, Pr'$  – соответственно, критерий Прандтля для теплового и диффузионного процесса;  
 $Gu$  – критерий Гухмана;  
 $Eu$  – критерий Эйлера;  
 $Fo$  – критерий Фурье.

### Индексы

*Нижние:*

$s$  – показания сухого термометра;  
 $m$  – показания мокрого термометра;  
 $mH$  – показания мокрого термометра для наружного воздуха;  
 $p$  – точка росы;  
 $n$  – насыщенное состояние (также начальное состояние);  
 $o$  – объемный;

к – конечное состояние;  
р – равновесное состояние;  
п – парциальный;  
w – водяная фаза;  
i – итая точка;  
f – поверхность (поверхностный параметр);  
б – барометрический (или большой);  
с.в. – сухой воздух;  
в.в. – влажный воздух;  
в.п. – водяные пары;  
вн – начальные параметры воздуха;  
вк – конечные параметры воздуха;  
хол. – холод;  
max – максимальное значение;  
min – минимальное значение;  
ср – средний;  
п – поверхность;  
пол – полный(ая);  
в – внутренний (1);  
в – параметр по взвешивающей скорости (2);  
г – горловина;  
m – молярный;  
ф – форсунка;  
э – эжекция (или эквивалентный);  
я – явный(ая);  
тр – требуемое значение величины;  
р – располагаемое значение величины;  
т – твердый(ая)  
у – удаляемый;  
ут – утилизатор;  
ост – остаточный;  
посл – последовательно;  
пар – параллельно;  
d – динамический;  
wk – конечный параметр жидкости;  
wn – начальный параметр жидкости;  
ж – параметр для жидкости;  
ст – стенка;  
*Верхние:*  
\* – равновесное значение;  
отд – отдающий;  
изв – извлекающий.

**П р и м е ч а н и е.** Не указанные условные обозначения расшифрованы в тексте.

# 1. АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР УСТРОЙСТВ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА

## 1.1. Способы тепловлажностной обработки воздуха в системах вентиляции и кондиционирования

Для обеспечения требуемого микроклимата в помещении создают и поддерживают определенный тепловой, воздушный и влажностный режимы при помощи инженерных систем: отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха [52, 53, 55, 57, 69, 71, 81, 103, 107, 118, 124, 156, 158, 164, 173, 192, 218].

В системах вентиляции и кондиционирования тепловлажностную обработку воздуха осуществляют в теплообменных устройствах поверхностного и контактного типа [9, 49, 105, 125, 163, 167].

Контактный аппарат применяют для реализации тепло-массообменных процессов: осушение и охлаждение воздуха, охлаждение и увлажнение воздуха, в том числе адиабатическое, изотермическое и др. [55, 61].

Физическая сущность тепловлажностной обработки воздуха в контактном аппарате зависит от соотношения температуры водяной фазы  $t_w$  и температуры воздуха по сухому термометру  $t$ , температуры воздуха по мокрому термометру  $t_m$ , температуры точки росы воздуха  $t_p$  [60, 140].

Движущей силой в рассматриваемых процессах являются температурный градиент (потенциал температуры) и градиент парциальных давлений водяных паров (потенциал влажности) [55, 102, 129].

Возможные направления процессов взаимодействия воздуха и воды наглядно представлены графически на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха в области криволинейного треугольника  $1B7$  в виде прямых отрезков (рис. 1.1) [9, 140, 193].

Здесь одной стороной является кривая  $\phi = 100\%$ , двумя другими – касательные к этой кривой.

Рассмотрим физический смысл отрезков:

- процесс  $B1$  – охлаждение и осушение воздуха происходит при  $t_w < t_p$ ; воздух отдает теплоту воде, его температура снижается, процесс сопровождается конденсацией водяных паров, содержащихся в воздухе;

- процесс  $B2$  – сухое охлаждение воздуха происходит при  $t_w = t_p$ ; температура влажного воздуха уменьшается за счет отбора теплоты водой при постоянном влагосодержании;

- процесс  $B3$  – охлаждение и увлажнение воздуха происходит при  $t_p < t_w < t_m$ ; теплота, отдаваемая воздухом воде, частично расходуется на испарение воды.

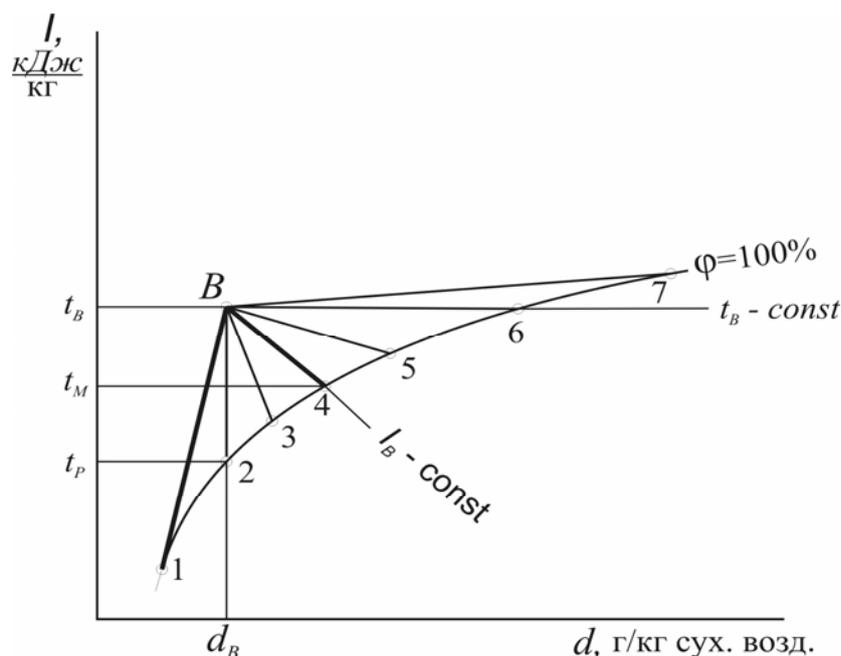


Рис. 1.1. Процессы тепломассообмена между воздухом и водой

В процессах 1, 2, 3 воздух обрабатывается холодной водой  $t_w < t_m$ .

- процесс  $B4$  – адиабатическое охлаждение и увлажнение воздуха происходит при  $t_w = t_m$ ; воздух охлаждается до  $t_m$ , его энтальпия не изменяется, т.к. теплота, теряемая воздухом при теплообмене с охлаждающей его водой, возвращается в воздух вместе с испарившейся влагой (водяными парами);

- процесс  $B5$  – охлаждение и увлажнение воздуха происходит при  $t_m < t_w < t_c$ ; температура воздуха понижается, а энтальпия и влагосодержание воздуха увеличиваются.

- процесс  $B6$  – изотермическое увлажнение воздуха происходит при  $t_w = t_c$ , на испарение расходуется теплота воды;

- процесс  $B7$  – нагрев и увлажнение воздуха происходит при  $t_w > t_c$ , теплота воды расходуется на нагрев воздуха и образование водяных паров.

В холодный период года контактный аппарат, как правило, работает в режиме адиабатического увлажнения воздуха (процесс  $B4$ , рис. 1.1). Для обеспечения температурного режима  $t_w = t_m$  воду закольцовывают в контактном аппарате, т.е. применяют её рециркуляцию в потоке воздуха.

В теплый период года контактный аппарат рекомендуется использовать для осушения и охлаждения наружного воздуха. Для получения холодной воды с температурой  $t_w < t_p$  применяют холодильные машины – чиллеры [53, 163].

Наибольшее практическое значение имеют процессы  $B1$  и  $B4$  (см. рис. 1.1).

Рассмотрим процессы переноса теплоты и массы на элементе поверхности контакта  $dF$  между воздухом и водой в режиме охлаждения и осушения воздуха (процесс  $B1$ , рис. 1.1).

Наличие температурного потенциала  $\Delta t = t - t_w$  вызовет поток теплоты от воздуха к воде  $dQ_{я}$ , т.е. понижение температуры воздуха на  $dt$ , °С (рис. 1.2) [102].

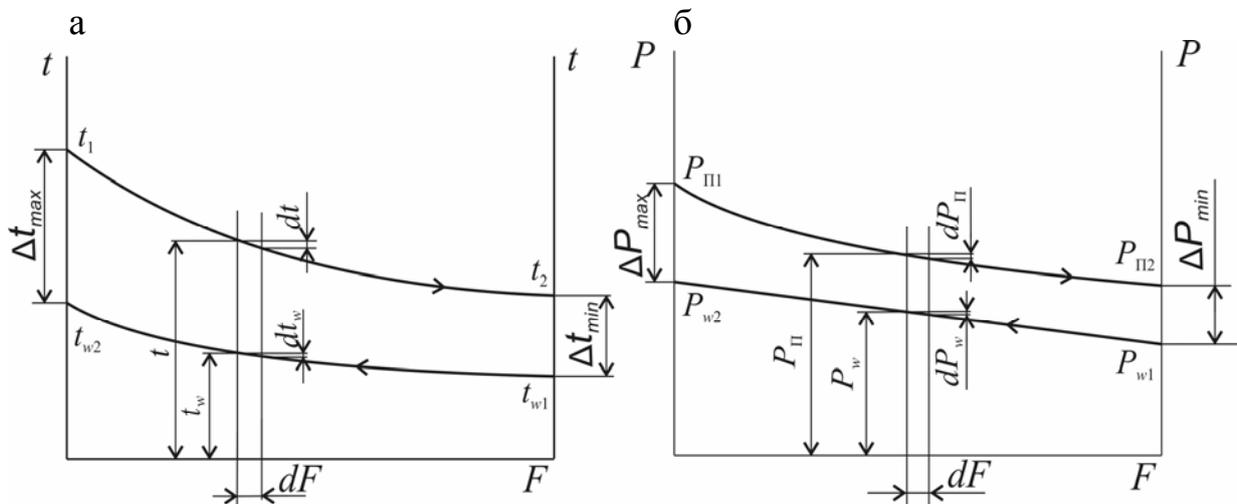


Рис. 1.2. Изменение температурного потенциала (а) и влажностного потенциала (б) рабочих сред в контактном аппарате при охлаждении и осушении воздуха

Поток теплоты, обусловливаемый изменением температуры воздуха, принято называть потоком явной теплоты  $dQ_{я}$ ; обусловливаемый фазовыми превращениями (конденсация, испарение) – потоком скрытой теплоты  $dQ_m$ . Результирующий поток от явной и скрытой теплоты называют полным потоком теплоты  $dQ_{п}$ .

В контактных аппаратах в условиях тепло-массообмена принято считать положительным направлением процессов при переносе теплоты и массы от воздуха к воде [102, 173].

$$dQ_{я} = -Gcdt. \quad (1.1)$$

Общее количество явной теплоты составит:

$$Q_{я} = -\int_{t_1}^{t_2} Gcdt = -Gc(t_1 - t_2), \quad (1.2)$$

где  $G$  – массовый расход воздуха, кг/с;

$c$  – удельная теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К);

$t_1, t_2$  – соответственно, температура воздуха на входе, выходе в контактном аппарате, °С.

Наличие потенциала влажности  $\Delta P = P_{II} - P_w$  (рис. 1.2,б) вызовет поток массы водяных паров  $G_m$  к поверхности воды и обусловит понижение влагосодержания воздуха на  $d(d)$ , т.е. конденсацию водяных паров, т.к. слой воздуха у поверхности воды соответствует насыщенному состоянию.

$$dG_m = -Gd(d) = \beta_p(p_{II} - p_w)dF. \quad (1.3)$$

где  $\beta_p$  – коэффициент массоотдачи, кг/(Па·м<sup>2</sup>·с).

Общее количество теплоты, вносимое водяными парами воздуха при конденсации:

$$dQ^{\text{пар}} = dQ_m + dQ_{\text{я}}^{\text{к}} = dG_m i = dG_m (r + c_w t_{w2}), \quad (1.4)$$

где  $i$  – энтальпия водяных паров, Дж/кг;

$r$  – удельная теплота конденсации водяных паров, Дж/кг.

Соотношение количеств полной и явной теплоты принято характеризовать безразмерным показателем  $\xi$ :

$$\xi = \frac{dQ_{\text{п}}}{dQ_{\text{я}}}. \quad (1.5)$$

Уравнение теплового баланса для режима охлаждения и осушения воздуха водой в контактном аппарате при отсутствии потерь теплоты в окружающую среду имеет вид:

$$Gc(t_1 - t_2) + G(d_1 - d_2)r + G_m c_w t_{w2} = G_w c_w (t_{w2} - t_{w1}), \quad (1.6)$$

где  $d_1, d_2$  – соответственно, влагосодержание воздуха на входе, выходе в контактном аппарате, г/кг сух. возд.;

Величина  $G_m c_w t_{w2}$  выражает количество теплоты, сообщенное воде с конденсатом водяных паров при температуре  $t_{w2}$ . Ее численное значение при температуре воды 10...20 °С составляет 1...2 % от общего количества теплоты, воспринимаемого водой [55]. Данной величиной можно пренебречь, тогда уравнение (1.6) примет вид:

$$Gc(t_1 - t_2) + G(d_1 - d_2)r = G_w c_w (t_{w2} - t_{w1}). \quad (1.7)$$

Также рассмотрим процессы переноса теплоты и массы на элементе поверхности контакта  $dF$  между воздухом и водой в условиях адиабатического охлаждения и увлажнения воздуха (процесс В4, рис. 1.1). Изменение режимных параметров воздуха и воды представлено на рис. 1.3 [102].

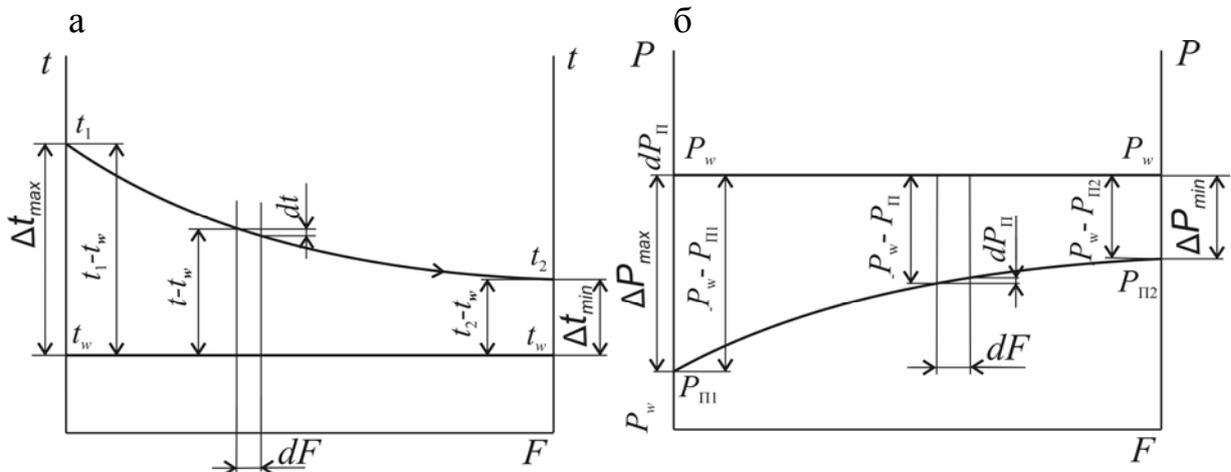


Рис. 1.3. Изменение температурного потенциала (а) и влажностного потенциала (б) рабочих сред в контактном аппарате в режиме адиабатического охлаждения и увлажнения воздуха

При наличии температурного потенциала  $(t - t_w)$  явная теплота от воздуха подводится к воде и расходуется на испарение, т.к. одновременно имеет место обратная направленность напоров парциальных давлений (влажностный потенциал). При установившемся термодинамическом равновесии соблюдается равенство:

$$Gc(t_1 - t_2) + G(d_1 - d_2)r = G_m c_w t_w. \quad (1.8)$$

Анализ процессов адиабатического увлажнения и охлаждения воздуха (рис. 1.3) позволяет сделать вывод, что в данных условиях имеет место подобие изменения температурного потенциала (а) и влажностного потенциала (б) рабочих сред.

Для процессов переноса теплоты и массы при испарительном охлаждении воды Ф. Меркелем [222] выведено дифференциальное уравнение

$$dQ_{\Pi} = \sigma(I_w - I)dF, \quad (1.9)$$

где  $\sigma$  – коэффициент массоотдачи,  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ ;

$I_w, I$  – соответственно, энтальпия насыщенного воздуха у поверхности воды и в ядре потока воздуха,  $\text{кДж}/\text{кг}$ .

Для характеристики различных сочетаний начальных параметров воздуха и воды, определяющих граничные условия для процессов переноса теплоты и массы в контактных аппаратах СКВ, предложено использовать параметрический критерий [102]:

$$O_T = \frac{T_{m_1} - T_{w_1}}{T_1 - T_{m_1}}, \quad (1.10)$$

где  $T_1, T_{m_1}, T_{w_1}$  – соответственно, абсолютная температура воздуха по сухому, мокрому термометру и температура воды на входе в контактный аппарат,  $\text{К}$ .

В числителе уравнения (1.10) величина разности начальных абсолютных температур  $(T_{m_1} - T_{w_1})$  характеризует начальные потенциальные возможности для реализации процессов либо с понижением, либо с повышением температуры воды. В знаменателе величина  $(T_1 - T_{m_1})$  является показателем начальной психрометрической разности воздуха и характеризует его способность к ассимиляции влаги.

При тепловлажностной обработке воздуха в контактных аппаратах параметрический критерий  $O_T$  может принимать численные значения в интервале от  $-\infty$  до  $+\infty$ :

–  $O_T = 0$  при адиабатическом увлажнении и охлаждении воздуха

$$(T_{m_1} = T_{w_1});$$

–  $O_T = -\infty$  для процессов с нагревом и увлажнением воздуха

$$(T_{w_1} > T_1 = T_{m_1});$$

–  $O_T = +\infty$  для процессов с охлаждением и осушением воздуха

$$(T_1 = T_{m_1} > T_{w_1}).$$

Из анализа режимов (рис. 1.1) можно сделать вывод, что при контакте воздуха с водой невозможно осуществить следующие процессы: одновременный нагрев и осушение воздуха; осушение воздуха без изменения его температуры; нагрев воздуха без изменения его влагосодержания (сухой нагрев). Отрезки прямых, имитирующие данные процессы, будут располагаться вне площади криволинейного треугольника  $1B7$  (рис. 1.1).

Для осушения воздуха с одновременным его нагревом (или при изотермических условиях) применяют твердые сорбенты – адсорбенты (раздел 4.5.1) [35, 41, 175, 48, 55].

Для сухого нагрева воздуха применяют поверхностные теплообменники (воздухонагреватели, калориферы) [102, 125]. Поверхностные теплообменники используют также в качестве воздухоохладителей для понижения его температуры (сухое охлаждение), а также для уменьшения температуры и влагосодержания (мокрое охлаждение) [105].

На  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха процессы сухого нагрева, охлаждения воздушной среды изображаются лучами по  $d = \text{const}$  (рис. 1.4) [9, 180].

Если влажный воздух в поверхностном теплообменнике охлаждается ниже точки росы, процесс сопровождается выпадением конденсата на поверхности, т.е. его осушкой – понижением влагосодержания воздуха.

Расход теплоты в теплообменнике на нагрев воздуха массой  $G$ , имеющего параметры  $I_{B_1}$ ,  $t_1$ , до состояния  $t_2$ ,  $I_{B_2}$  (рис. 1.4) определяется по уравнению

$$Q = Gc (t_2 - t_1) = G(I_{B_2} - I_{B_1}). \quad (1.11)$$

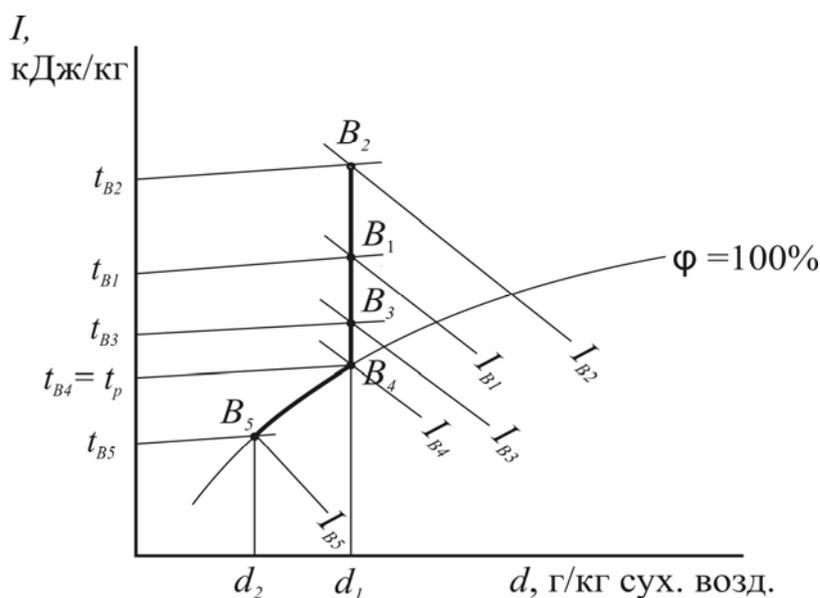


Рис. 1.4. Процессы сухого нагрева и охлаждения воздуха на  $I-d$ -диаграмме:  
 $B1B2$  – сухой нагрев;  $B1B3$  – сухое охлаждение;  
 $B1B4B5$  – охлаждение с осушением воздуха

Расход холода при охлаждении воздуха от состояния  $B_1(t_1; I_{B_1})$  до состояния  $B_3(t_3; I_{B_3})$  определяют по уравнению

$$Q_{\text{хол}} = Gc(t_1 - t_3) = G(I_{B_1} - I_{B_3}). \quad (1.12)$$

Количество конденсата, образующегося при осушке воздуха от состояния  $B_1(t_1; d_1)$  до состояния  $B_5(t_5; d_2)$ , рассчитывают по уравнению

$$W_k = G(d_1 - d_2) \cdot 10^{-3}. \quad (1.13)$$

Процессы смешивания влажного воздуха изображают на  $I$ - $d$ -диаграмме прямой линией, которая соединяет исходные состояния смешиваемых потоков воздуха. Параметры смеси определяют по точке  $C$ , лежащей на этой прямой (рис. 1.5) [9, 55].

Положение точки  $C$  на прямой  $AB$  можно определить по энтальпии смеси  $I_C$  или влагосодержанию смеси  $d_C$ , которые вычисляют из уравнения теплового баланса (1.14) или уравнения материального баланса по водяным парам (1.15):

$$G_A I_A + G_B I_B = (G_A + G_B) I_C; \quad (1.14)$$

$$G_A d_A + G_B d_B = (G_A + G_B) d_C, \quad (1.15)$$

где  $G_A, G_B$  – м соответственно, массовый расход воздуха  $A$  и  $B$ , кг/ч;  
 $I_A, I_B, I_C$  – соответственно, энтальпия воздуха  $A, B, C$ , кДж/кг;  
 $d_A, d_B, d_C$  – соответственно, влагосодержание воздуха  $A, B$  и  $C$ , кг/кг сух. возд.

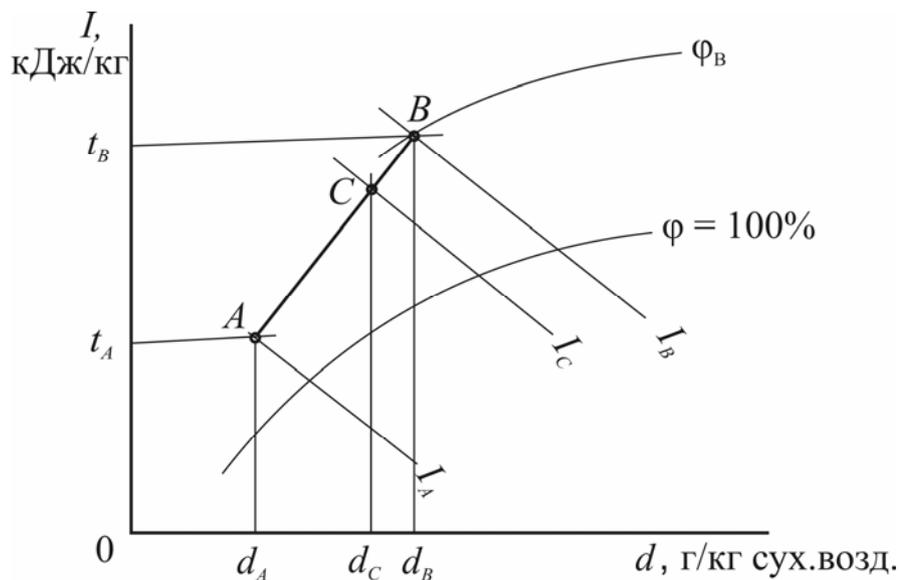


Рис. 1.5. Изображение процесса смешения воздушных потоков:  $A$  – состояние одного потока воздуха;  $B$  – состояние другого потока воздуха;  $C$  – состояние смеси

Из уравнения (1.14) находим

$$I_C = \frac{G_A I_A + G_B I_B}{G_A + G_B}. \quad (1.16)$$

На пересечении линии  $AB$  с изоэнтальпой  $I_C$  определится точка  $C$  – состояние смешанного воздуха.

Положение точки  $C$  на прямой  $AB$  можно определить также по  $d_C$ .

Из уравнения (1.15) следует:

$$d_C = \frac{G_A d_A + G_B d_B}{G_A + G_B}. \quad (1.17)$$

Построение процессов тепловлажностной обработки воздуха на  $I$ - $d$ -диаграмме осуществляется на этапе проектирования и оптимизации работы систем кондиционирования воздуха, а также в научных исследованиях при разработке эффективного современного оборудования для создания соответствующего микроклимата в помещениях [7–18, 53, 57, 81, 105, 124, 158, 173, 218].

## 1.2. Контактные аппараты для обработки воздуха водой

В системах кондиционирования контактными аппаратами принадлежат важнейшие функции по изменению параметров воздушного потока. Как рассмотрено выше (разд. 1.1), теоретически при контакте воздуха с водой могут быть реализованы семь основных тепломассообменных процессов [140].

Практическое значение имеют следующие процессы: адиабатическое увлажнение и охлаждение воздуха, политропическое осушение и охлаждение воздуха, изотермическое увлажнение воздуха [103].

В целях создания комфортной воздушной среды, отвечающей специфическим требованиям большинства современных гражданских и промышленных зданий, практически во всех регионах России необходимым является искусственное увлажнение воздуха, главным образом, в холодный период года. Осушение воздуха осуществляют в теплый период года [105, 192].

Большое разнообразие контактных аппаратов, выпускаемых для тепловлажностной обработки воздуха, объясняется применением различных способов образования межфазной поверхности при контакте рабочих сред [9].

Классификация контактных аппаратов для тепловлажностной обработки воздуха приведена на рис. 1.6 [48].

Как следует из анализа рис. 1.6, контактные аппараты подразделяют на пять групп в зависимости от способа получения поверхности тепломассообмена (испарение воды, механическое распыление воды, подача водяного пара, ультразвуковое распыление, пневматическое распыление воды в потоке воздуха).

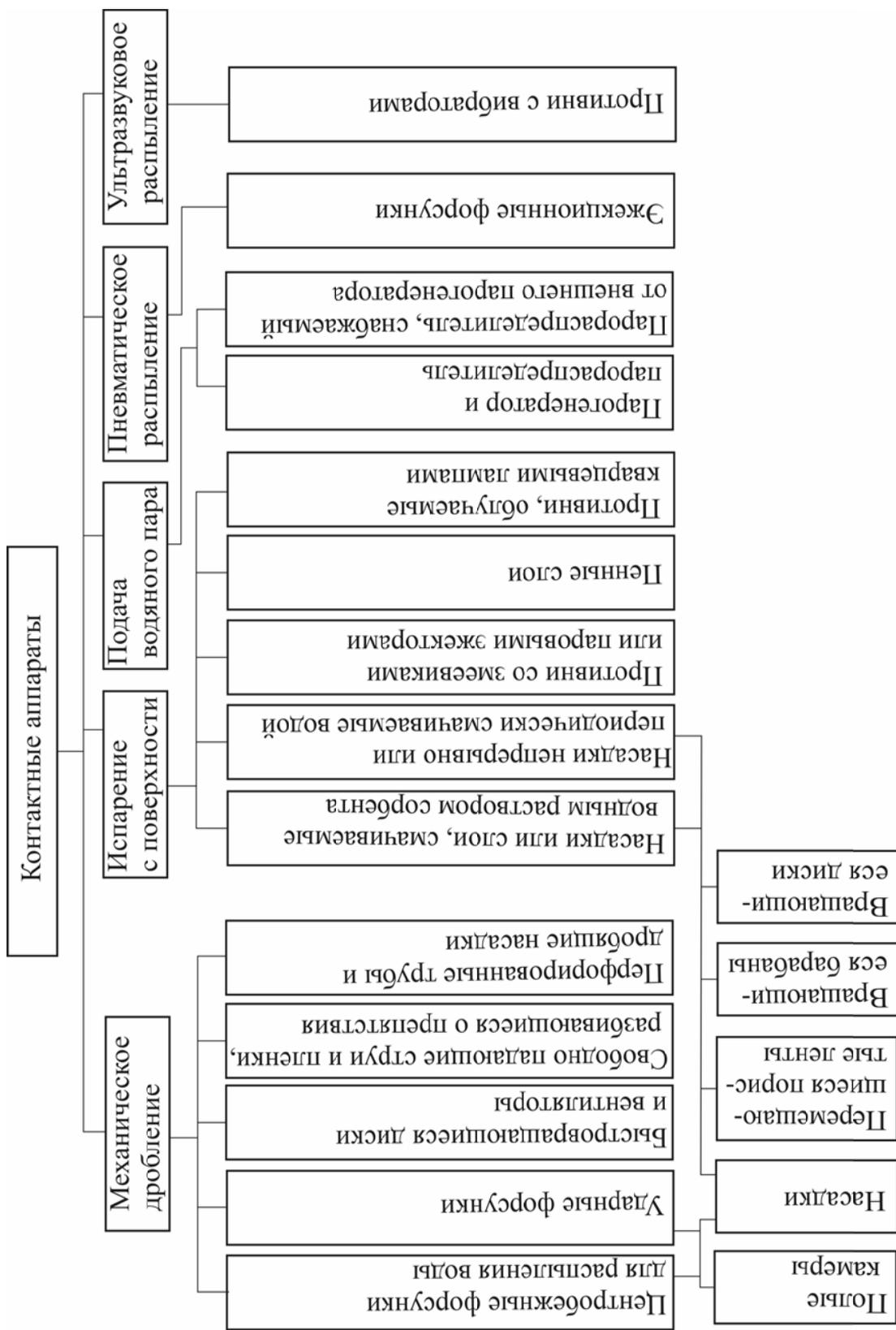


Рис. 1.6. Классификация контактных аппаратов

Наибольшее применение в СКВ получили контактные аппараты с механическим распылением воды (камеры оросительные форсуночные – ОКФ, пленочного типа, а также с подачей водяного пара в поток воздуха – паровые увлажнители) [105].

Для описания процессов тепловлажностной обработки воздуха в оросительной форсуночной камере рассмотрим ее устройство и работу. Схема ОКФ приведена на рис. 1.7 [173].

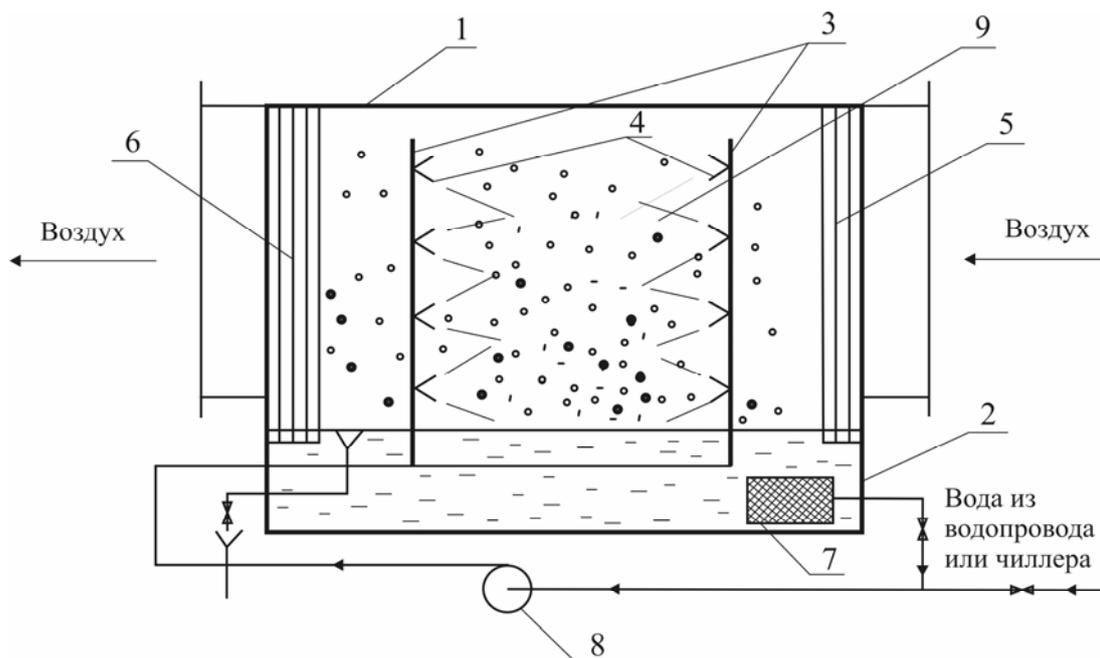


Рис. 1.7. Схема оросительной форсуночной камеры:  
 1 – корпус; 2 – поддон; 3 – стояки на магистральном трубопроводе;  
 4 – механические форсунки; 5 – направляющие пластины; 6 – пластины-каплеуловители; 7 – фильтр для воды; 8 – насос; 9 – дождевое пространство

Оросительная форсуночная камера представляет собой корпус в виде прямоугольного параллелепипеда 1, его нижняя часть – поддон 2 служит сборником для воды. В поддоне поддерживается постоянный уровень воды при помощи поплавкового и переливного устройств. Здесь же расположен фильтр 7 для отделения механических примесей от воды.

Внутри камеры на вертикальных трубах – стояках 3 крепятся механические форсунки 4. Их количество зависит от объема и производительности камеры и может достигать нескольких сотен штук [64].

На входе в камеру расположены параллельные пластины 5, которые предназначены для равномерного распределения воздуха по ее сечению, на выходе установлены каплеуловители 6 для отделения капель воды из потока уходящего воздуха.

В режиме адиабатического увлажнения воздуха осуществляют рециркуляцию воды: вода из поддона 2 подается через стояки 3 на форсунки 4 при помощи насоса 8 при рабочем давлении  $P = 0,25 \dots 0,30$  МПа. Проис-

ходит полидисперсное распыление воды в потоке воздуха. Воздух подается в камеру с помощью вентилятора (на рис. 1.5 не показан). Линейная скорость воздушного потока обычно не превышает 3 м/с [55, 173].

В зависимости от давления воды перед форсунками изменяется их производительность (чем выше давление, тем на большее количество мелких капель дробится выходящая из них вода, тем больше их суммарная поверхность) [64, 219].

Показано [105], что при распылении 1 кг воды на капли диаметром  $d_k$  образуется следующая поверхность капель (табл. 1.1).

Т а б л и ц а 1.1

Зависимость суммарной поверхности капель распыляемой воды  
от их диаметра

Диаметр капель $d_k$ , мм	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
Сум- марная поверх- ность капель $F_k$ , м <sup>2</sup> /кг	120	60	30	20	15	12	7,5

Воздух, проходя через оросительное пространство, имеет непосредственный контакт с каплями воды. Чем больше суммарная поверхность капель воды (поверхность теплообмена), тем интенсивнее протекает процесс переноса тепла и влаги между потоком воздуха и водой. Направленность потоков тепла и массы зависит от параметров воздуха и воды (раздел 1.1).

Для политропического осушения и охлаждения воздуха в камере распыляется вода, поступающая с холодильной установки (чиллера), из поддона ее направляют снова на охлаждение в чиллер.

Для распыления воды в камерах орошения разработаны механические центробежные форсунки различных модификаций: прямоточные, угловые, ударные, широкофакельные и др. [64, 171, 173, 204, 219].

Для современных оросительных камер орошения применяют широкофакельные эксцентриситетные центробежные форсунки ЭШФ 7/10 или широкофакельные форсунки ШФ 5/9 (числа в числителе характеризуют диаметры входного канала: 7 мм или 5 мм, в знаменателе – выходного канала: 10 мм или 9 мм). Схема типовой форсунки представлена на рис. 1.8.

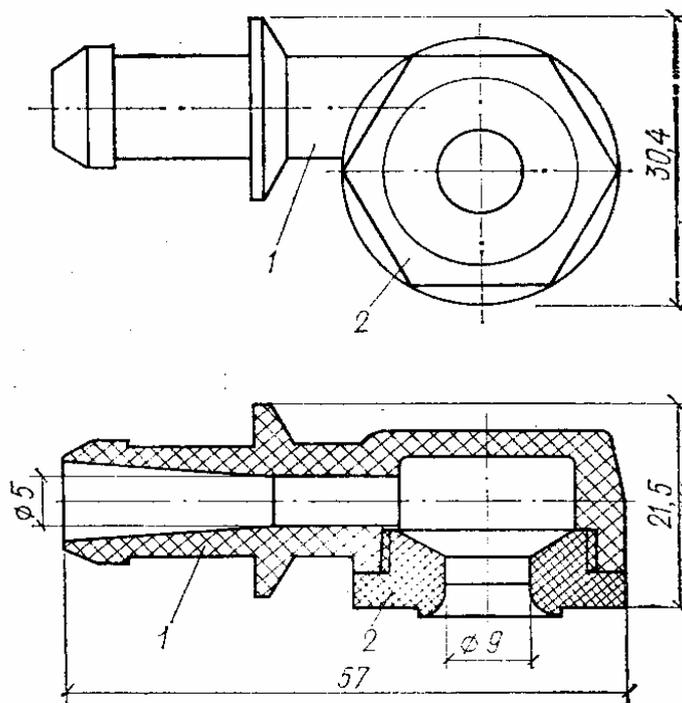


Рис. 1.8. Схема форсунки ШФ 5/9:  
 1 – тангенциальный патрубок корпуса с входным отверстием;  
 2 – пробка с выходным отверстием

Работа форсунки осуществляется следующим образом. Вода под давлением, создаваемым насосом, поступает тангенциально в цилиндрический корпус форсунки, получая вращательное движение. Выходное отверстие в пробке 2 смещено относительно центра выходного отверстия, т.е. расположено эксцентрично в корпусе. Струя воды на выходе продолжает вращательное движение, что способствует образованию воздушных вихрей и распаду струи на мелкие струйки и капли в потоке воздуха. Эксцентрический выход струи воды из корпуса усиливает ее диспергирование в воздушной среде.

Производительность типовых форсунок  $g$ , кг/ч, определяется зависимостью [64, 105]:

$$g = f(aP^n), \quad (1.18)$$

где  $P$  – давление воды перед форсункой, Па;

$a, n$  – эмпирические коэффициенты.

Достоинствами оросительной форсуночной камеры являются:

- универсальность (возможность реализации процесса увлажнения, осушения, охлаждения, нагрева воздуха, очистка воздуха от пыли и др.),
- простота конструкции;
- небольшое аэродинамическое сопротивление.

К недостаткам следует отнести повышенный расход электроэнергии на распыление воды с помощью механических форсунок.

Сложность процессов тепломассопереноса в камерах орошения стало причиной разработки большого количества методик их теплотехнического расчета.

Известными методами расчета оросительных форсуночных камер являются:

- метод НИИ санитарной техники (автор Е.Е. Карпис) [55];
- метод ВНИИКондиционера [61];
- метод на основе относительных значений энтальпии и температуры воздуха (автор Л.М. Зусманович) [192];
- метод на основе обменных коэффициентов (автор О.Я. Кокорин) [102].

Обзор данных методик показал, что в их основе применяются функциональные зависимости и эмпирические уравнения, полученные на экспериментальных стендах, имитирующие определенный тип оросительных форсуночных камер. Типовые зависимости отражают особенности аэродинамической обстановки в дождевом пространстве оросительной камеры, являются ее технической характеристикой и приводятся в справочниках и каталогах фирм-производителей данного оборудования. Каждая методика в отдельности посвящена расчету определенного класса оросительных форсуночных камер. Большинство этих методик в настоящее время не имеют практического применения, т.к. многие конструкции форсуночных камер морально устарели, и их производство прекращено.

При разработке более эффективных контактных устройств для тепло-влажностной обработки воздуха водой потребуются проведение дополнительных исследований и создание новой методики их расчета.

Отечественные фирмы и большинство иностранных фирм, в том числе европейские производители климатотехнического оборудования, выпускают оросительные форсуночные камеры только для реализации процесса увлажнения воздуха в адиабатических условиях, что востребовано, в основном, в холодный период года [103].

Данное оборудование в теплый период года не применяют для осушения и охлаждения воздуха в политропических условиях по причине возможного образования в контактной части и в поддоне форсуночной камеры не бактерицидной среды и развития патогенных микроорганизмов [82, 183, 208]. Патогенные микроорганизмы по воздуховодам и системам воздухораспределения могут поступать в кондиционированные помещения, вызывая специфические заболевания у людей, например, «болезнь легионеров» [105].

В настоящее время для расчета оросительных форсуночных камер не утратила практического применения методика ВНИИКондиционера [61, 64]. Методика является базовой для расчета соответствующих контактных

узлов центральных кондиционеров Украины. Она основана на применении экспериментальных зависимостей:

$$E_a, E_{\Pi} = f(\mu), \quad (1.19)$$

где  $E_a, E_{\Pi}$  – коэффициенты эффективности для адиабатических и политропических условий;

$\mu$  – коэффициент орошения, кг/кг.

Расчетные уравнения для определения коэффициентов эффективности для различных режимов тепловлажностной обработки воздуха в контактных аппаратах приведены в разд. 1.4.

В зависимости от режимных параметров ОКФ (объемной или массовой производительности, коэффициента орошения) и диаметра капель воды, образующихся при форсуночном распылении, можно получить различные значения площади тепломассопереноса в контактном узле. Об этом свидетельствует графическая зависимость, представленная на рис. 1.9. Она получена на основе данных табл. 1.1.

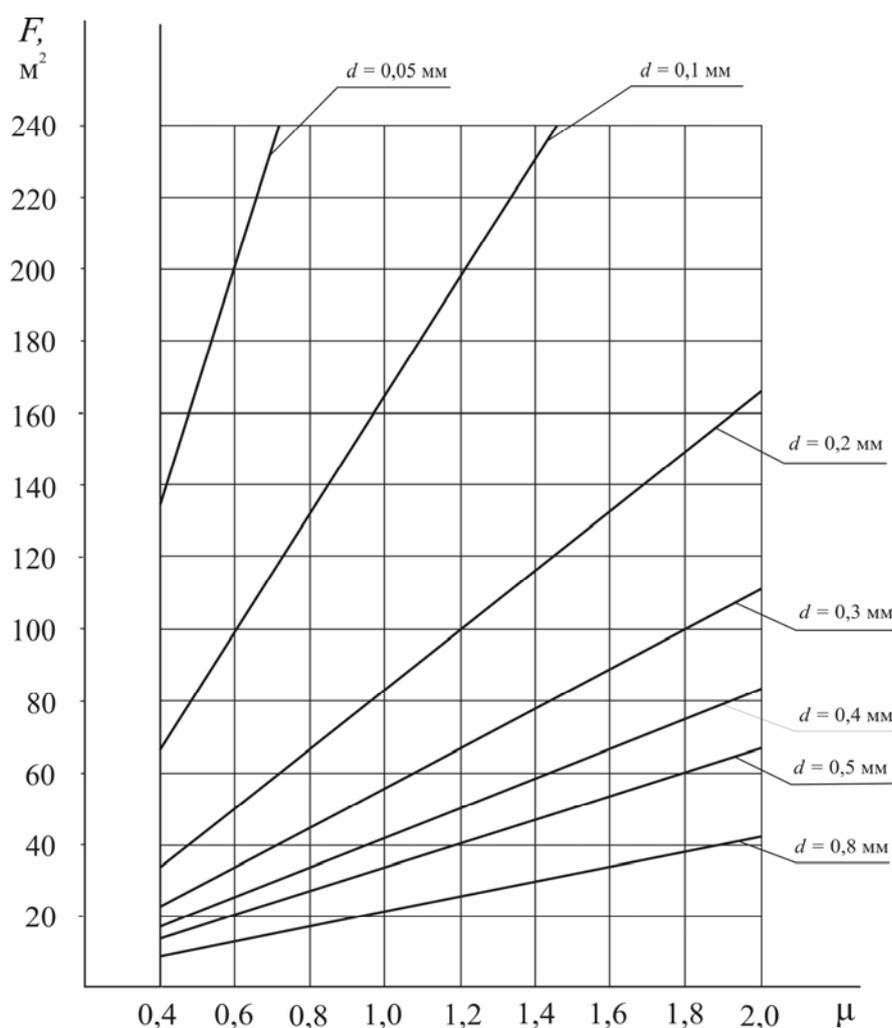


Рис. 1.9. Зависимость площади тепломассопереноса  $F$  от коэффициента орошения  $\mu$  и диаметра капель распыляемой воды  $d$  при обработке 10000 кг/ч воздуха в ОКФ

Анализ графических зависимостей (рис. 1.9) показывает, что в ОКФ при обработке 10000 кг/ч (2,78 кг/с) воздуха общая суммарная поверхность капель воды, образующихся при распылении воды с помощью механических широкофакельных центробежных форсунок, изменяется в широких интервалах.

Для определения среднего диаметра капель разбрызгиваемой воды предложены следующие формулы [173]:

– среднеарифметический диаметр

$$d_{ap} = \frac{\sum_{i=1}^n n d_i}{N}; \quad (1.20)$$

– среднемассовый диаметр

$$d = \frac{\sum_{i=1}^n g_i d_i}{G_w}; \quad (1.21)$$

– средний диаметр по Заутеру

$$d_s = \frac{\sum_{i=1}^n n_i d_i^3}{\sum_{i=1}^n n_i d_i^2}, \quad (1.22)$$

где  $n_i$  – число капель, имеющих диаметр  $d_i$ ;

$N$  – общее количество всех капель;

$g_i$  – масса капли, кг;

$G_w$  – масса всех капель, кг.

Используют также медианный диаметр капли [174], т.е. диаметр, который делит весь объем (или массу) воды на две равные части. В одну часть входят капли, диаметр которых меньше медианного, а во вторую – капли с диаметром больше медианного.

Для полной оценки дисперсности факела распыла воды форсунками недостаточно знать только средний диаметр капли, т.к. при одном и том же среднем диаметре возможно различное распределение капель по размерам.

Наиболее точно распределение капель по размерам можно определить, если исходить из логарифмически нормального закона распределения, широко применяемого в теории вероятностей и математической статистике [46, 141]. При этом в качестве среднего значения принимается медианный диаметр капель.

Характер (общий вид) движения капель разного диаметра в пределах ОКФ весьма сложный, т.к. капли движутся по самым различным траекто-

риям и с разными скоростями. На движение крупных капель воды скорость воздушного потока влияет в меньшей степени, т.к. их кинетическая энергия достаточно велика. Чем мельче капли, тем в большей степени их движение зависит от скорости воздуха. Капли воды уносятся воздухом из камеры, если их скорость витания меньше скорости воздушного потока.

Установлено [173, 174], что меньшую долю, примерно 20 %, составляют мелкие капли диаметром менее 0,3 мм, которые полностью уносятся потоком воздуха. Мелкие капли интенсивно испаряются из-за их быстрого нагрева, повышенного давления над выпуклой поверхностью и снижения парциального давления паров воды в обрабатываемом воздухе за счет его осушки на основной массе крупных капель. Крупные капли диаметром до 2–3 мм недогреваются, что ведет к недоиспользованию температурного потенциала воды.

В объеме камеры имеют место разнонаправленные процессы: увлажнение воздуха на мелких каплях и осушка – на крупных [85].

Вследствие полидисперсности форсуночного факела процесс тепло-массообмена представляет собой целый спектр процессов, характерных для капель разного диаметра [199, 200].

Для снижения энергозатрат при создании развитой поверхности тепло-массообмена в воздушной камере при обработке воздуха водой разработаны пленочные контактные аппараты, в частности, московская фирма «ВЕЗА» выпускает блок-камеры сотового увлажнения (рис. 1.10) [105].

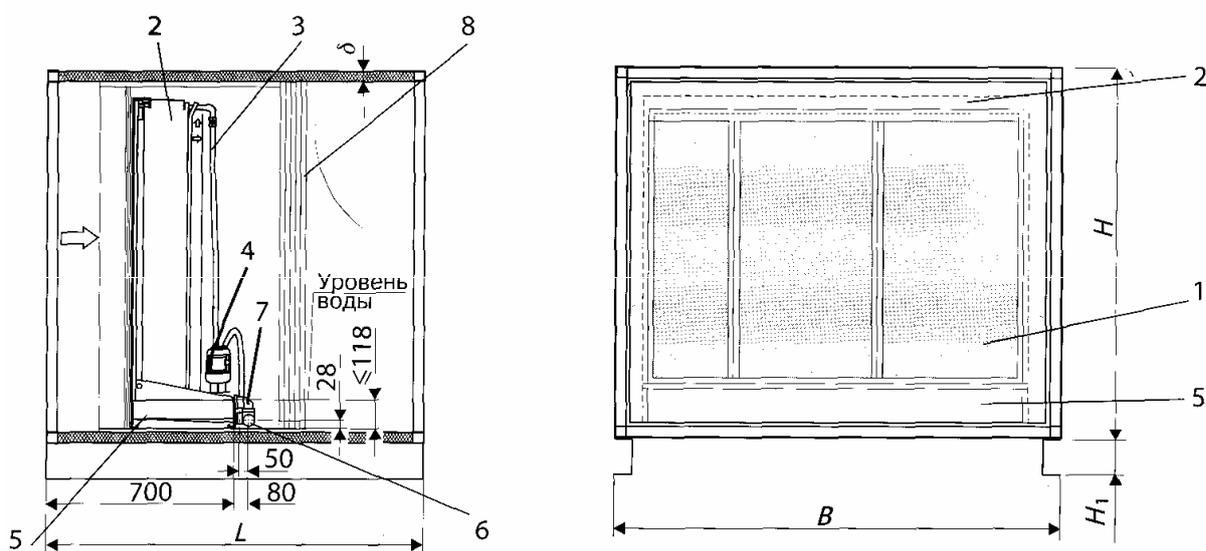


Рис. 1.10. Схема блок-камеры сотового увлажнения:

- 1 – сотовые насадки из гофрированных гигроскопичных листов;
- 2 – оросительный водораспределитель; 3 – гибкий шланг; 4 – насос; 5 – поддон;
- 6 – воронка для перелива; 7 – водопровод; 8 – сепаратор; L – длина (1060 ... 1340 мм); B – ширина (700 ... 3800 мм); H – высота (800 ... 2600 мм);
- $\delta$  – толщина (0,25 .. 50 мм); H<sub>1</sub> – высота рамы (80 ... 200 мм)

По высоте блок-камеры установлены сотовые насадки 1, собираемые из гофрированных гигроскопичных листов. Над ними расположен оросительный водораспределитель 2, который при помощи шланга 3 соединен с насосом 4. Нижняя часть сотовой насадки 1 располагается над поддоном 5, куда стекает орошающая вода после прохождения по поверхности насадки.

К поддону 5 присоединен трубопровод для воды 7. В поддоне поддерживается постоянный уровень воды при помощи шарового клапана на подающей трубе и воронки для перелива 6. На выходе установлен сепаратор 8, предотвращающий вынос капель воды потоком воздуха из блок-камеры.

Требуемый напор насоса зависит от высоты расположения оросительного водораспределителя над блоком орошаемой насадки. Потребляемая мощность насоса затрачивается на подъем воды из поддона в воздухо-распределитель и на преодоление сил гидравлического сопротивления в контуре циркуляции. Ее численное значение намного меньше, чем при распылении воды через механические форсунки в оросительной камере.

В литературе [105] приведен сравнительный анализ расхода электрической энергии в камере форсуночного орошения и в блок-камере сотового увлажнения в адиабатическом режиме при одинаковом расходе обрабатываемого воздуха. Установлено, что в 25 раз может быть снижен расход электрической энергии при применении сотового увлажнения, а коэффициент орошения может быть уменьшен в 24 раза.

По данным [103] эффективность адиабатного увлажнения зависит от глубины насадки по ходу движения воздуха и скорости приточного воздуха в фасадном сечении. Глубина сотовых насадок может составлять  $\delta_n = 100, 200, 300$  мм. Рекомендуемая скорость приточного воздуха в фасадном сечении  $v \leq 2,3$  м/с. При соблюдении данных рекомендаций эффективность режима адиабатического увлажнения воздуха составляет:  $E_a = 0,65$  при  $\delta_n = 100$  мм;  $E_a = 0,85$  при  $\delta_n = 200$  мм;  $E_a = 0,95$  при  $\delta_n = 300$  мм.

Также установлено [105], что эффективность адиабатического увлажнения воздуха  $E_a$  не зависит от коэффициента орошения  $\mu$ . Расход охлаждающей воды определяется необходимостью поддержания насадки орошаемого слоя в состоянии гигроскопического насыщения.

Поверхность контакта между воздухом и водой определяется размерами увлажненного материала в слое.

Для предотвращения повышения степени минерализации рециркуляционной воды рекомендуется периодически (например, один раз в сутки) заменять воду в поддоне, применяя соответствующую систему автоматики.

Другим достаточно эффективным увлажнителем воздушного потока является паровой увлажнитель [105, 107, 163]. Водяной пар обычно имеет температуру более 100 °С (она зависит от давления пара), т.е. значительно отличающуюся от температуры воздуха. Однако в связи с тем, что содержание явного тепла в паре, ассимилируемого воздухом, незначительно, луч

процесса идет с небольшим отклонением вверх от изотермы на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха. Изменение энтальпии воздуха в основном определяется теплотой парообразования водяного пара, температура воздуха при этом повышается незначительно. Практически процесс увлажнения воздуха водяным паром считают изотермическим.

По сведениям [107] процесс увлажнения воздуха водяным паром характеризуется повышенным расходом электрической энергии, связанной с получением самого пара. Предпочтение паровым увлажнителям отдают в тех случаях, когда при увлажнении воздуха необходимо создание бактерицидной воздушной среды (больничные комплексы, фармацевтические предприятия и т.п.).

### 1.3. Физико-математические модели тепломассопереноса в аппаратах контактного типа

При изучении совместно протекающих процессов тепло- и массопереноса необходимо учитывать их взаимное воздействие друг на друга, которое обусловлено возникновением стефанового потока, термодиффузии и диффузионной теплопроводности [93, 102, 151, 173, 174, 224, 225].

Оценка процессов тепловлажностной обработки воздуха в контактных (трехмерных) пространствах осуществляется на основе уравнений сохранения количества движения (при ламинарном режиме течения – это уравнение Навье – Стокса (1.23), уравнения неразрывности (1.24), уравнений сохранения тепловой энергии и массы водяного пара (1.25–1.29). При ламинарном режиме движения воздушного потока данная система уравнений имеет вид [61]:

$$\frac{\partial \bar{V}}{\partial \tau} + (\bar{V} \cdot \nabla) \bar{V} = \bar{F} - \frac{1}{\rho} \text{grad} P + \nu \nabla^2 \bar{V}; \quad (1.23)$$

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{d\tau} + \text{div} \bar{V} = 0; \quad (1.24)$$

$$\rho \cdot c_p \frac{dt}{d\tau} = \text{div}(\lambda \text{grad} t) + \int_V \int_0^{\delta_{\max}} F_1(\zeta, \eta, \delta)(t - t_\delta) d\delta dV; \quad (1.25)$$

$$\frac{dd}{d\tau} = \text{div}(D \text{grad} d) + \int_V \int_0^{\delta_{\max}} F_1(\zeta, \eta, \delta)(d - d(t_\delta)) d\delta dV_0; \quad (1.26)$$

$$\frac{dI}{d\tau} = \operatorname{div} \left( \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} \operatorname{grad} I \right) + \int_V \int_0^{\delta_{\max}} F_1(\zeta, \eta, \delta) (I - I(t_\delta)) d\delta dV_0; \quad (1.27)$$

$$\frac{dt_\delta}{d\tau} = F_2(\zeta, \eta, \delta) (I(t_\delta) - I); \quad (1.28)$$

$$t_\delta = F_3(I_\delta), \quad (1.29)$$

- где  $V$  – элементарный объем, м<sup>3</sup>;  
 $\tau$  – время, м/с;  
 $\lambda$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);  
 $D$  – коэффициент диффузии, м<sup>2</sup>/с;  
 $F$  – площадь, м<sup>2</sup>;  
 $I$  – энтальпия влажного воздуха, кДж/кг;  
 $d$  – влагосодержание воздуха, г/кг сух. возд.;  
 $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;  
 $c_p$  – удельная теплоемкость, кДж/(кг·К);  
 $t$  – температура, °С;  
 $\zeta$  – коэффициент влаговываждения;  
 $\eta$  – к.п.д.;  
 $\delta$  – диаметр водяной капли, м;  
 $\nabla$  – оператор Лапласа;  
 $v$  – скорость, м/с;  
 $F_1(\zeta, \eta, \delta)$  – комплекс, учитывающий распределение в контактном пространстве полидисперсной жидкой фазы, кинематические характеристики движущихся капель и интенсивность процесса переноса;  
 $F_2(\zeta, \eta, \delta)$  – комплекс, характеризующий интенсивность тепломассообменных процессов в « $\delta$ -газе» – фиктивной среде, которая по теплообменным характеристикам эквивалентна полидисперсной системе капель в движущемся газожидкостном потоке, но отличается отсутствием обмена количеством движения, теплотой и массой между соответствующими компонентами этого газа. Такой обмен осуществляется лишь косвенно, через взаимодействие каждой из компонент с воздушным потоком. Область, занимаемая каждой компонентой, определяется гидродинамическими и кинематическими характеристиками воздушного потока и жидкости [61];  
 $F_3$  – площадь пограничного слоя над контактной поверхностью капель воды, м<sup>2</sup>.

Уравнения теплового баланса воздуха по явной теплоте (1.25), полной теплоте (1.27) и уравнение баланса массы водяного пара (1.26) получены

на основе допущений, что в режимах кондиционирования воздуха в элементарном объеме контактного пространства эффектами термо- и бародиффузии, стефанова течения, диффузионной теплопроводности можно пренебречь, а величины тепловых и массовых потоков определяются законами Фурье и Фика [75, 118]. Поэтому в уравнении (1.25) отсутствуют диссипативные члены.

Уравнение (1.27) сохранения энтальпии потока влажного воздуха получено с учетом выполнения соотношения Льюиса [117, 173].

Уравнение (1.29) выражает зависимость температуры воды от энтальпии влажного воздуха в пограничном слое над контактной поверхностью капель с диаметром  $\delta$ .

Для определенности система уравнений (1.23) – (1.29) должна быть дополнена краевыми условиями, состоящими из начальных (временных) и граничных (пространственных) условий. Граничные условия для уравнения (1.23) предполагает принятие скоростей потока на ограничивающих его поверхностях, 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.

Однако решение приведенной системы уравнений вызывает большие затруднения из-за их нелинейности.

В инженерной практике наибольший интерес представляет не распределение термодинамических параметров в пространстве, занимаемом потоком, например, распределение температур и концентраций, а лишь средние значения указанных величин и температур поверхности.

В настоящее время получил широкое распространение одномерный метод описания процессов тепломассообмена ( $\alpha$ -модель) [55, 56]. При этом параметры паровоздушной смеси поперек потока принимаются постоянными и изменяющимися лишь вдоль потока.

В стационарном режиме работы контактного аппарата количество явной теплоты  $dQ_{я}$ , переданной в единицу времени от потока воздуха с температурой  $t$  к воде с температурой  $t_w$  на элемент поверхности  $dF$ , может быть определено по формуле Ньютона [126]:

$$dQ_{я} = \alpha(t - t_w)dF, \quad (1.30)$$

где  $t$  – температура воздуха, °С;

$t_w$  – температура воды, °С;

$\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$F$  – поверхность теплоотдачи, м<sup>2</sup>.

Уравнение для конвективного переноса массы воды

$$dG_m = \beta_p(P_{\text{п}} - P_w)dF, \quad (1.31)$$

где  $\beta_p$  – коэффициент массоотдачи, с/м;

$P_{\text{п}}, P_w$  – парциальное давление воздуха и водяных паров, соответственно, Па

Наличие массообмена вызывает перенос теплоты, обусловленный фазовыми превращениями (конденсация, испарение), который принято называть потоком скрытой теплоты  $dQ_m$ . Результирующий поток от явной  $dQ_{\text{я}}$  и скрытой  $dQ_m$  теплоты называют потоком полной теплоты  $dQ_{\text{п}}$  [102, 173].

Полный теплообмен при контакте воздуха и воды на бесконечно малом элементе поверхности описывается дифференциальным уравнением

$$dQ_{\text{п}} = [\alpha(t - t_w) + r\beta_p(P_{\text{п}} - P_w)]dF, \quad (1.32)$$

где  $r$  – скрытая теплота водяного пара, Дж/кг.

По предложению Меркеля [222] разность парциальных давлений на сравнительно узком интервале температур заменяют перепадом влагосодержания сухого воздуха с соответствующим вводом коэффициента пропорциональности  $\sigma$ :

$$\beta_p(P_{\text{п}} - P_w) = \sigma \left( \frac{d - d_w}{1000} \right). \quad (1.33)$$

Величины коэффициентов  $\alpha$ ,  $\beta_p$ ,  $\sigma$  при известной поверхности контакта  $F$  можно определить из уравнений:

$$\alpha = \frac{Q_{\text{я}}}{\Delta t \cdot F}; \quad (1.34)$$

$$\beta_p = \frac{G_{\text{сух}} \cdot \Delta d}{\Delta P_p \cdot F}; \quad (1.35)$$

$$\sigma = \frac{Q_{\text{п}}}{\Delta I_p \cdot F}, \quad (1.36)$$

где  $\Delta t_p$  – расчетная среднелогарифмическая разность температур, °С;

$\Delta P_p$  – расчетная среднелогарифмическая разность парциальных давлений, Па;

$\Delta I_p$  – расчетная среднелогарифмическая разность энтальпий, кДж/кг.

Рассматривая процессы изоэнтальпийного увлажнения воздуха при установившемся состоянии, Льюис [220, 221] сделал вывод о постоянстве соотношений коэффициентов тепло- и массоотдачи.

При изоэнтальпийном процессе для поверхности контакта  $dF$  справедливо равенство потоков явной и скрытой теплоты:

$$r\sigma(d_w - d_1)dF = \alpha(t_1 - t_w)dF, \quad (1.37)$$

после преобразования получим:

$$r(d_w - d_1) = \frac{\alpha}{\sigma}(t_1 - t_w). \quad (1.38)$$

С другой стороны, явная теплота, отданная воздухом воде, равна теплоте, поступившей в воздух вместе с водяным паром:

$$r(d_2 - d_1) = c_p(t_1 - t_2), \quad (1.39)$$

где  $c_p$  – теплоемкость влажного воздуха, Дж/(кг·К);

$d_1, d_2$  – соответственно, влагосодержание в начале, конце процесса, г/кг сух. возд.;

$t_1, t_2$  – соответственно, температура воздуха в начале, конце теплопереноса, °С.

В результате длительного контакта с рециркуляционной водой воздух становится насыщенным, его конечная температура  $t_2$  сравнивается с температурой воды  $t_w$  и, соответственно, влагосодержание воздуха  $d_2 = d_w$ .

Тогда зависимости (1.38) и (1.39) можно представить в виде

$$(d_2 - d_1) = \frac{\alpha}{r \cdot \sigma}(t_1 - t_2) \text{ и } (d_2 - d_1) = \frac{c_p}{r}(t_1 - t_2), \quad (1.40)$$

откуда

$$\frac{\alpha}{\sigma} = c_p. \quad (1.41)$$

Этот вывод В. Льюиса был впоследствии распространен и на другие режимы обработки воздуха при его непосредственном контакте с поверхностью воды [220]. Выполнение условия (1.41) предполагает наличие подобия процессов тепло- и массообмена. Однако вопрос о подобии процессов переноса теплоты и массы и о влиянии массообмена на интенсивность теплообмена, несмотря на широкую освещенность в литературе, остается до сих пор недостаточно изученным.

#### 1.4. Оценка эффективности работы контактных устройств для тепловлажностной обработки воздуха

В настоящее время методика оценки эффективности работы и теплотехнический расчет камер орошения и других контактных аппаратов осуществляется с применением коэффициентов эффективности, а также при помощи чисел единиц переноса явной и полной теплоты [25, 56, 64, 103, 173].

Коэффициенты эффективности характеризуют отношение теплообмена в реальном процессе к максимально возможному теплообмену при различной направленности идеальных процессов. Они не были получены в результате какого-либо математического вывода или анализа [56].

Данная методика основана на графических построениях процесса тепловлажностной обработки воздушного потока на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха [7, 48, 55]. Производится сравнение реального процесса, протекающего в аппарате, с идеальным процессом, происходящим при условиях, когда состояние воздуха, выходящего из аппарата, характеризуется полным насыщением, а температура принимается равной расчетной температуре воды. Условно идеальный процесс изображается на  $I-d$ -диаграмме прямой линией, соединяющей точку начального состояния воздуха с точкой на кривой  $\varphi = 100\%$ , имеющей расчетную температуру воды.

Реальный процесс отличается от идеального тем, что в действительности конечное состояние воздуха не является насыщенным и, кроме того, направление процесса, как правило, отличается от идеального.

В зависимости от выбора расчетной температуры воды возможны различные уравнения для определения коэффициентов эффективности [48, 181].

В случае ориентирования идеального процесса на температуру воды  $t_{ид} = t_{WK}$  и при отклонении реального процесса вправо от идеального [55, 69]:

$$E_0 = 1 - \frac{t_{M2} - t_{WK}}{t_{M1} - t_{WH}}, \quad (1.42)$$

где  $E_0$  – коэффициент эффективности;

$t_{M1}, t_{M2}$  – соответственно, температура по мокрому термометру воздуха на входе, выходе из контактного аппарата, °С;

$t_{WH}, t_{WK}$  – соответственно, температура воды на входе, выходе, °С.

Выражение (1.32) предложено А.А. Гоголиным в 1940 году и используется в отечественной и американской практике [181].

По мнению Б.Б. Баркалова [48], идеальный и реальный процессы обработки воздуха могут быть представлены на  $I-d$ -диаграмме одной прямой, причем, реальный процесс заканчивается при более высокой температуре воздуха, а параметры насыщенного воздуха определяются по конечной температуре воды, т.е.

$$E = 1 - \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{WK}} = \frac{I_1 - I_2}{I_1 - I_{WK}}, \quad (1.43)$$

где  $t_1, t_2, I_1, I_2$  – соответственно, температуры и энтальпии воздуха на входе, выходе из аппарата, °С, кДж/кг;

$t_{WK}$  – конечная температура воды, °С;

$I_{WK}$  – энтальпия воздуха при конечной температуре воды, °С.

Выражение (1.33) применяли в своих работах О.Я. Кокорин [102–104], О.А. Кремнев [109], М.Г. Тарабанов [181] и др.

Для расчета процессов изоэнтальпийного увлажнения воздуха широко применяется коэффициент эффективности вида [55, 103]:

$$E_A = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{M2}} = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_W}. \quad (1.44)$$

В Германии нашел применение коэффициент эффективности, полученный при направлении идеального процесса на начальную температуру воды

$$E = \frac{I_1 - I_2}{I_1 - I_{WH}}, \quad (1.45)$$

где  $I_{WH}$  – энтальпия воздуха при начальной температуре воды, °С.

Также эффективность увлажнения выражают коэффициентом вида [223]:

$$E_d = \frac{d_2 - d_1}{d_H - d_1}, \quad (1.46)$$

где  $d_1, d_2$  – влагосодержание воздуха на входе, выходе из камеры, соответственно, г/кг сух. возд.;

$d_H$  – влагосодержание насыщенного воздуха, г/кг.

Важно отметить, что данный коэффициент  $E_d$  был применен А.В. Пузыревым [181] около 70 лет назад.

Для оценки работы контактного аппарата Е.Е. Карписом [48, 94] предложено использовать универсальный коэффициент эффективности

$$E' = 1 - \frac{t_2 - t_{M2}}{t_1 - t_{M1}}. \quad (1.47)$$

Метод оценки эффективности работы форсуночных камер при обработке экспериментальных данных с помощью чисел единиц переноса явной теплоты  $NTU_y$  и полной теплоты  $NTU$  был предложен Е.В. Стефановым [173]. Эти показатели широко применяются для расчетов процессов и аппаратов химической технологии как в нашей стране, так за рубежом [96, 133].

Метод числа единиц переноса позволяет оценить действительную эффективность тепловых и массообменных процессов, объективно сравнить разные по конструкции аппараты и производить их расчеты, когда неизвестна истинная поверхность тепло- и массообмена.

В отечественной литературе для показателя числа единиц переноса принято буквенное обозначение  $N$  или  $n$  [75, 108]. Символ  $N_t$  нами принят для обозначения числа единиц переноса полной теплоты, символ  $n_t$  – для обозначения числа единиц переноса явной теплоты, символы  $n_d, n_p$  – для обозначения числа единиц переноса в среде водяного пара.

Для расчета чисел единиц переноса предложены формулы [9, 134]:

$$n_t = \frac{\alpha F_t}{cG} = \frac{t_1 - t_2}{\Delta t_p}; \quad (1.48)$$

$$N_t = \frac{\sigma F_I}{G} = \frac{I_1 - I_2}{\Delta I_p}; \quad (1.49)$$

$$n_d = \frac{\beta_c \rho F_m}{G} = \frac{\beta_d F_m}{G} = \frac{d_1 - d_2}{\Delta d_p}; \quad (1.50)$$

$$n_p = \frac{\beta_p P_6 F_m}{0,622 \cdot G} = \frac{P_1 - P_2}{\Delta P_p}, \quad (1.51)$$

- где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  
 $\beta_c, \beta_d, \beta_p$  – коэффициенты массоотдачи, отнесенные, соответственно, к разности концентраций, влагосодержаний и парциальных давлений водяного пара в воздухе, кг/(м<sup>2</sup>·с)(ед. дв. силы);  
 $F_t$  – поверхность теплообмена, м<sup>2</sup>;  
 $F_I, F_m$  – поверхность массообмена, м<sup>2</sup>;  
 $G, c$  – соответственно, расход и теплоемкость воздуха, кг/с, Дж/(кг·К);  
 $t, I, d, P$  – соответственно, температура, °С; энтальпия, Дж/кг; влагосодержание воздуха, кг/кг сух. возд., парциальное давление водяных паров, Па (индекс 1 отвечает начальному состоянию, индекс 2 – конечному состоянию воздуха);  
 $\Delta t_p$  – средняя разность температур между воздухом и водой (движущая сила процесса), °С;  
 $\Delta I_p$  – средняя разность энтальпий между воздухом и водой (движущая сила процесса), Дж/кг;  
 $\Delta d_p$  – средняя разность влагосодержаний между воздухом и водой (движущая сила процесса), кг/кг сух. возд.;  
 $\Delta P_p$  – средняя разность парциальных давлений водяных паров у поверхности водной фазы и в воздухе, Па;  
 $P_6$  – барометрическое давление, Па.

Метод оценки эффективности работы контактных аппаратов для тепловлажностной обработки воздуха с помощью чисел единиц переноса можно использовать как для теоретического анализа, так и при обработке экспериментальных данных [173].

## 1.5. Физико-математические модели тепломассопереноса в поверхностных теплообменниках систем кондиционирования воздуха и методы их расчета

В системах кондиционирования воздуха наряду с контактными теплообменниками широко применяются поверхностные теплообменники. Они используются в качестве воздухонагревателей для сухого нагрева воздуха и как воздухоохладители, которые могут работать в режиме сухого охлаждения и в мокром режиме, т.е. в режиме охлаждения и осушения воздуха. Данное оборудование применяется также в системах утилизации теплоты удаляемого воздуха [102, 105, 125].

Как отмечалось выше (раздел 1.3), из-за сложностей, возникающих при практической реализации математических моделей (уравнений (1.23–1.29)), в инженерной практике широкое распространение получило описание процессов тепловлажностной обработки воздуха на основе одномерной модели переноса, которое часто называют  $\alpha$ -моделью [56, 61].

Применим данный подход для физико-математического описания тепломассопереноса в поверхностных (рекуперативных) теплообменниках СКВ.

Движение рабочих сред по сечению канала рассматривается с постоянными значениями скорости  $w$ , температуры  $t$ , и потенциала состояния  $\theta$ , равными среднемассовым значениям.

В условиях стационарного тепломассопереноса в рекуперативном теплообменнике для  $\alpha$ -модели применимы уравнения для температуры (1.52), энтальпии (1.43) и влагосодержания (1.44) влажного воздуха:

$$\frac{dt}{dx} = n_t(t_f - t); \quad (1.52)$$

$$\frac{dI}{dx} = N_t(I_f - I); \quad (1.53)$$

$$\frac{dd}{dx} = n_m(d_f - d), \quad (1.54)$$

где  $t_f, I_f, d_f$  – соответственно, температура, °С; энтальпия, кДж/кг; влагосодержание влажного воздуха, г/кг сух. возд., у поверхности теплообменника.

В настоящее время для расчета поверхностных теплообменников применяются два методических подхода [61, 95, 150, 210]:

- метод расчета с использованием средней разности температур теплоносителей (СРТ) [126];
- метод, основанный на применении зависимости теплотехнической эффективности теплообменника от числа единиц переноса (ЧЕП) [97].

Рассмотрим их сущность на примере поверхностного воздухоохлади-  
теля.

Метод СРТ основан на решении системы уравнений (уравнение тепло-  
вого баланса по воздуху (1.55), уравнение теплового баланса по холодоно-  
сителю (1.56), уравнение теплопередачи (1.57).

$$Q = Gc(t_{\text{ВН}} - t_{\text{ВК}}); \quad (1.55)$$

$$Q = G_W c_W (t_{\text{ВК}} - t_{\text{ВН}}); \quad (1.56)$$

$$Q = kF\varepsilon_{\Delta t} \Delta t_{\text{cp}}, \quad (1.57)$$

где  $Q$  – общая тепловая нагрузка теплообменника, Вт;  
 $G, G_W$  – соответственно, массовый расход воздуха и воды (холо-  
доносителя), кг/с;  
 $c, c_W$  – соответственно, теплоемкость воздуха и воды, Дж/(кг·К)  
 [153];  
 $t_{\text{ВН}}, t_{\text{ВК}}, t_{\text{ВН}}, t_{\text{ВК}}$  – соответственно, начальная и конечная температура воз-  
 духа и воды, °С;  
 $F$  – поверхность теплопередачи, м<sup>2</sup>;  
 $\varepsilon_{\Delta t}$  – поправочный коэффициент;  
 $K$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  
 $\Delta t_{\text{cp}}$  – средняя разность температур, °С (она соответствует  
 среднелогарифмическому значению разности темпера-  
 тур теплоносителей).

Средняя разность температур определяется по уравнению:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{max}} - \Delta t_{\text{min}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{max}}}{\Delta t_{\text{min}}}}, \quad (1.58)$$

где  $\Delta t_{\text{max}}, \Delta t_{\text{min}}$  – большая и меньшая разности температур между тепло-  
носителями, соответственно, °С.

Данные величины определяют из температурного графика теплооб-  
менного аппарата [126].

Коэффициент теплопередачи для поверхностных теплообменников с  
наружным оребрением определяют по уравнениям [61, 105]:

а) в режиме сухого охлаждения (нагрева)

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{В}} \eta_{\text{р}}} + \frac{\delta F_{\text{Н}}}{\lambda F_{\text{ВН}}} + \frac{F_{\text{Н}}}{\alpha_{\text{Н}} F_{\text{ВН}}}}; \quad (1.59)$$

б) в режиме охлаждения и осушения воздуха

$$K_{\text{вл}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{н}} \eta_{\text{р}} \xi} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{F_{\text{н}}}{F_{\text{вн}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}}}, \quad (1.60)$$

где  $\alpha_{\text{н}}$  – коэффициент теплоотдачи на наружной оребренной поверхности, Дж/(м<sup>2</sup>·К);

$\alpha_{\text{вн}}$  – коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности, Дж/(м<sup>2</sup>·К);

$F_{\text{н}}, F_{\text{вн}}$  – соответственно, площадь наружной, внутренней поверхности, м<sup>2</sup>

$\delta$  – толщина стенки, м;

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);

$\eta_{\text{р}}$  – коэффициент эффективности ребра;

$\xi$  – показатель эффективности влагообмена;

$$\eta_{\text{р}} = \frac{t_{\text{ср}} - t}{t_{\text{f1}} - t}; \quad (1.61)$$

$$\xi = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{я}}} = \frac{G(I_{\text{вн}} - I_{\text{вк}})}{Gc(t_{\text{вн}} - t_{\text{вк}})} = \frac{I_{\text{вн}} - I_{\text{вк}}}{c(t_{\text{вн}} - t_{\text{вк}})}, \quad (1.62)$$

где  $t_{\text{f1}}$  – температура у основания ребра, °С;

$t_{\text{ср}}$  – средняя температура ребра, °С;

$Q_{\text{пол}}, Q_{\text{я}}$  – соответственно, полная и явная теплота, отнимаемая от воздуха, Вт;

$I_{\text{вн}}, I_{\text{вк}}$  – соответственно, начальная и конечная энтальпия воздуха, кДж/кг.

Расчет режимов охлаждения и одновременного осушения воздуха в теплообменниках связан со значительными трудностями, обусловленными зависимостью наружного процесса теплообмена от массообмена [48, 102,]. Наружный теплообмен определяется не только коэффициентом теплоотдачи  $\alpha_{\text{н}}$  и показателем эффективности оребрения  $\eta_{\text{р}}$ , но и показателем интенсивности влагообмена  $\xi$ . Для вычисления показателя интенсивности влагообмена необходимо знать конечные параметры  $I_{\text{к}}$  и  $t_{\text{к}}$  охлажденного и осушенного воздуха. Предлагается [105] проводить эти расчеты методом последовательных приближений, что требует большого количества допущений и носит частный характер для определенной конструкции воздухоохладителя.

В технической литературе имеется большой материал по опытным зависимостям коэффициентов теплопередачи, без конденсации влаги, по типу уравнения (1.63).

$$K = a(\rho v)^n w^p, \quad (1.63)$$

где  $\rho v$  – массовая скорость воздушного потока, кг/(м<sup>2</sup>·с);

$w$  – линейная скорость жидкого теплоносителя, м/с;

$a, n, p$  – коэффициенты, их численные значения зависят от конструктивных параметров теплообменника, определяются на экспериментальных стендах фирм-изготовителей, приводятся в качестве справочных данных в соответствующих каталогах данного оборудования [61, 105].

Из уравнения (1.63) видно, что численное значение коэффициента теплопередачи зависит как от конструктивных, так и от технологических факторов. К последним относятся массовая скорость воздушного потока и линейная скорость жидкого теплоносителя. Влияние на теплопередачу водяных паров, т.е. относительная влажность воздуха не учитывается (игнорируется), что неправомерно, и требует специального изучения [21].

Экспериментальные исследования по оценке влияния относительной влажности воздуха на интенсивность конвективного теплообмена на границе воздух – металлическая стенка приведены в [9].

В методе, основанном на применении зависимости теплотехнической эффективности теплообменника от числа единиц переноса, расчет и выбор режимов работы воздухоохладителей проводится с помощью показателей:

- $\theta_t$  – показатель теплотехнической эффективности теплообменника.

Предложены следующие аналитические зависимости [55, 56, 97]:

а) при прямоточном движении теплоносителей

$$\theta_t = \frac{1 - \exp[-N(1+W)]}{1+W}; \quad (1.64)$$

б) при противоточном движении теплоносителей

$$\theta_t = \frac{1 - \exp[-N(1-W)]}{1 - W \exp[-N(1-W)]}. \quad (1.65)$$

Уравнение (1.65) представлено в виде графической зависимости на рис. 1.11 [105];

в) при перекрестном движении теплоносителей

$$\theta_t = 1 - \exp\{-[1 - \exp(-N)]W\}. \quad (1.66)$$

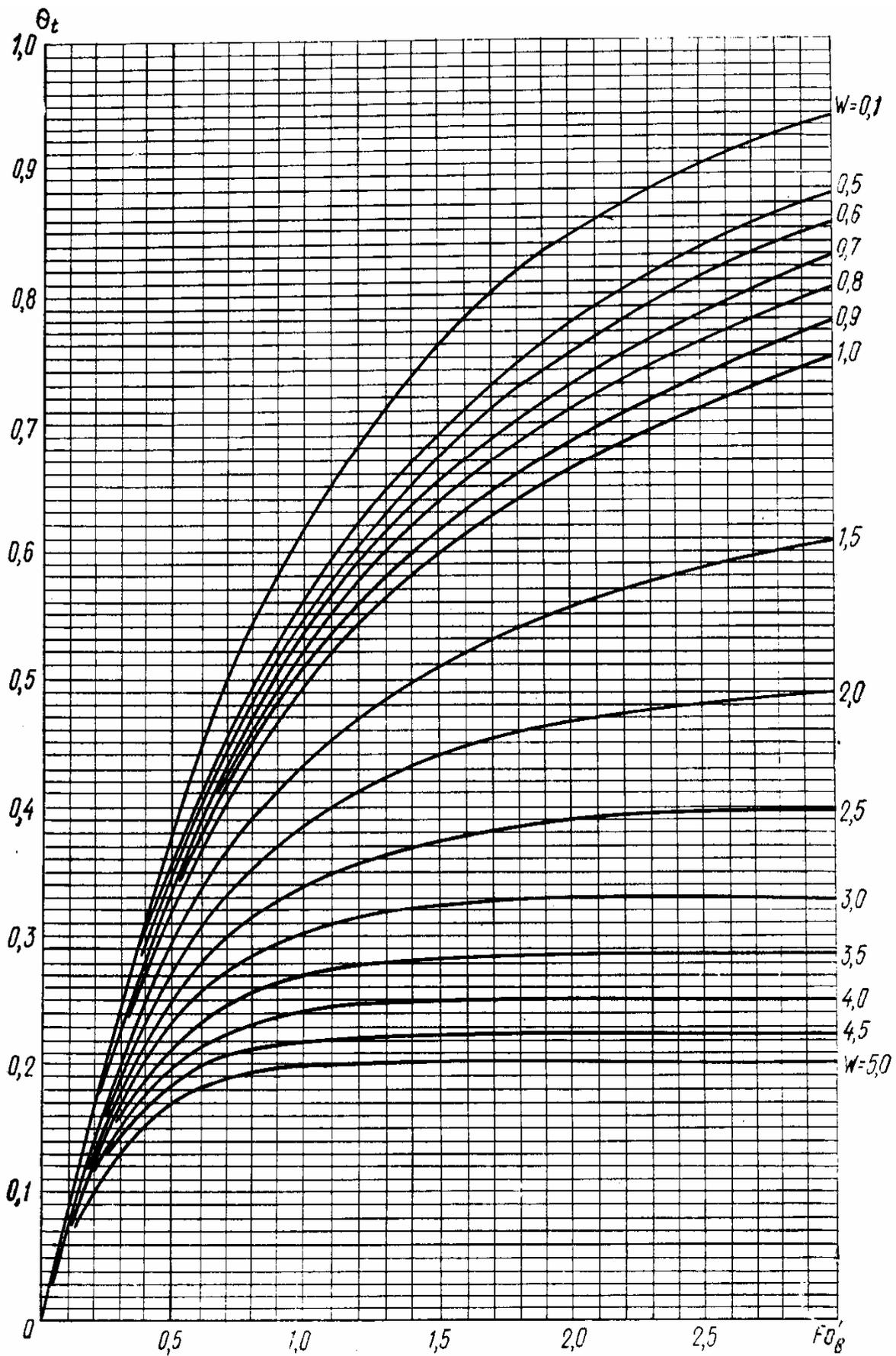


Рис. 1.11. Графическая зависимость  $\theta_t = f(W, N)$

- $W$  – показатель отношения теплоемкостей потоков:

$$W = \frac{Gc}{G_w c_w}. \quad (1.67)$$

- $N$  – показатель числа единиц переноса теплоты (или  $Fo_B$  – модифицированный критерий Фурье):

$$N = \frac{3,6KF}{Gc}. \quad (1.68)$$

При этом должны выполняться (задаваться) условия:  $t_{w_H} \cong t_p$ ,  $t_k > t_p$ .

Предлагается следующая последовательность расчета воздухоохладителя [9, 55]:

1. Задают параметры воздуха  $G$ ,  $t_H$ ,  $d_H$ ,  $I_H$ ,  $t_k$ .
2. Принимают начальную температуру воды  $t_{w_H} = t_p$ .
3. Задают показатель отношения теплоемкостей потоков (водяных эквивалентов)  $W = 0,1 \dots 0,6$ .
4. Определяют расход холодной воды (из формулы 1.67):

$$G_w = \frac{Gc}{Wc_w}. \quad (1.69)$$

5. Определяют и уточняют конечную температуру воды (на выходе из воздухоохладителя)  $t_{w_k}$ :

$$t_{w_k} = t_{w_H} + W(t_H - t_k); \quad (1.70)$$

При этом ограничивают  $\Delta t_w = t_{w_k} - t_{w_H} = 2 \dots 6$  °С путем изменения  $W$  и, соответственно,  $G_w$  по формуле (1.69).

6. В соответствии с расходом охлаждаемого воздуха  $G$  выбирают тип воздухоохладителя [105].

В зависимости от конструктивных размеров блока воздухоохладителя, схемы обвязки определяют скорости движения воздуха  $\rho v$ , кг/(м<sup>2</sup>·с), воды  $w$ , м/с, по формулам:

$$\rho v = \frac{G}{3600 f_B}; \quad (1.71)$$

$$w = \frac{G_w}{3600 \rho_w f_W}. \quad (1.72)$$

Согласно рекомендациям [55] оптимальная скорость воды по трубкам теплообменника  $w = 0,6 \dots 1,0$  м/с. Этой предельной величиной ограничивают данный параметр.

7. Определяют показатель теплотехнической эффективности  $\theta_t$ ,

$$\theta_t = \frac{t_n - t_k}{t_n - t_{w_k}}. \quad (1.73)$$

8. По рис. 1.11 при известных  $\theta_t$  и  $W$  находят значение показателя  $N$ . Рекомендуемые предельные значения  $N$  соответствуют 1,6...1,8 [105].

9. Определяют требуемую площадь поверхности воздухоохладителя по формуле

$$F_{\text{тр}} = \frac{NGc}{3,6K}, \quad (1.74)$$

где  $K$  – коэффициент теплопередачи в воздухоохладителе, Вт/(м<sup>2</sup>·К), вычисляют по уравнению (1.63).

10. Определяют запас поверхности воздухоохладителя:

$$\frac{F_p - F_{\text{тр}}}{F_{\text{тр}}} \cdot 100 \% \leq 10 \%. \quad (1.75)$$

Запас не должен превышать 10 %, в противном случае необходимо изменить режим работы теплообменника, приняв новое значение  $W$ , и повторить расчет.

Рассмотрим *расчет воздухоохладителя в режиме охлаждения и осушения воздуха*.

Расчет может проводиться по методике, которая предусматривает замену реального процесса охлаждения и осушения воздуха на «условно сухой режим охлаждения», эквивалентный по затратам холода [55].

Порядок расчета воздухоохладителя:

- задают начальные параметры воздуха  $I_n, d_n(t_n, \phi_n), G$ ;
- задают конечные параметры воздуха  $I_k, d_k(t_k, \phi_k)$ .

Указывается [53, 105], что выбор конечных параметров охлажденного и осушенного воздуха  $I_k, \phi_k$  и др. не может быть произведен произвольно. В частности,  $\phi_k$  зависит от  $\phi_n$ .

Рекомендовано [105]:

- при  $\phi_n < 45 \% \dots \phi_k = 88 \%$ ,
- при  $45 \% \leq \phi_n \leq 70 \% \dots \phi_k = 92 \%$ ,
- при  $\phi_n > 70 \% \dots \phi_k = 98 \%$

– строят реальный процесс охлаждения и осушения воздушного потока на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха (рис. 1.12).

Определяют точку Н (начальное состояние воздуха), точку К (конечное состояние воздуха), проводят отрезок НК – луч реального процесса охлаждения и осушения воздуха.

На продолжении отрезка НК до  $\varphi = 100\%$  находят точку  $f$ , для которой  $t_f$  соответствует средней температуре наружной поверхности воздухоохладителя.

Из точки  $f$  проводят изолинию  $d_f$  до пересечения с  $I_K, I_H$ . Получают отрезок  $H'K'$  – луч «условно сухого охлаждения воздуха»; – выполняют пп. 3–10 (с. 48–50).

Начальную температуру холодной воды на входе в воздухоохладитель определяют из условия  $t_{w_H} \leq (t_f - 2)$  [105]. С уменьшением  $t_{w_H}$  требуемая поверхность воздухоохладителя снижается.

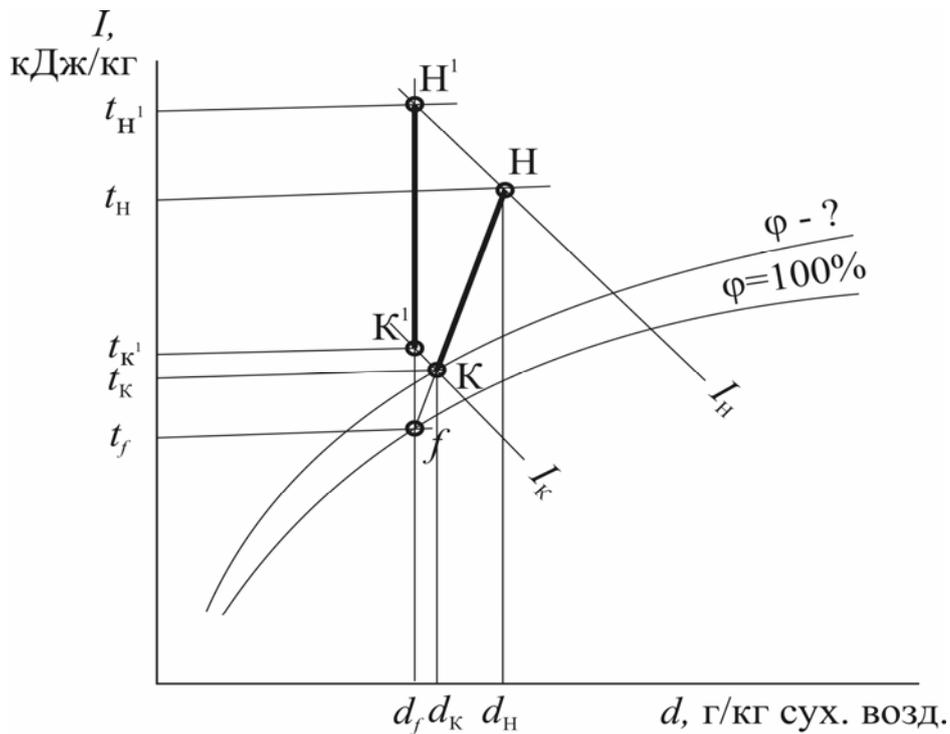


Рис. 1.12. Построение реального процесса охлаждения и осушения воздуха и «условно сухого режима охлаждения воздуха»: НК – луч реального охлаждения;  $H'K'$  – луч «условно сухого охлаждения»

Показатель теплотехнической эффективности в «условно сухом режиме охлаждения воздуха» вычисляют в соответствии с формулой (1.72) и рис. 1.9:

$$\theta_t = \frac{t_{H'} - t_{K'}}{t_{H'} - t_{w_H}}. \quad (1.76)$$

Описанный метод расчета воздухоохладителей на основе термодинамической эффективности также применим для расчета поверхностных воздухонагревателей.

Расчет показателя теплотехнической эффективности воздухонагревателя осуществляют по уравнению

$$\theta_t = \frac{t_K - t_H}{t_{W_H} - t_H}; \quad (1.77)$$

Другие показатели ( $W$ ,  $N$ ) вычисляют в соответствии с уравнениями (1.67), (1.68). Численное значение показателя  $N$  определяют по рис. 1.11.

Приведенный методический подход предлагается использовать при разработке нового оборудования для современных систем утилизации теплоты удаляемого воздуха из помещений.

## 1.6. Существующие способы и оборудование для утилизации низкопотенциальной теплоты удаляемого воздуха

Одним из важных направлений решения задач по рациональному использованию энергоресурсов является утилизация теплоты, содержащейся в удаляемом наружу воздухе вентиляционными и технологическими установками, для нагрева приточного воздуха.

Проблеме совершенствования способов и оборудования утилизации теплоты удаляемого воздуха из помещений в системах вентиляции и кондиционирования воздуха посвящены научные исследования В.Н. Богословского, Е.Е. Карписа, О.Я. Кокорина, Л.Д. Богуславского, М.Я. Поза, И.Ф. Ливчака, А.Л. Наумова и др. [56, 95, 104, 105, 118, 215].

Теплота удаляемого воздуха может утилизироваться двумя способами: применением рециркуляции воздуха и установкой утилизаторов теплоты.

Рециркуляция воздуха используется в СКВ путем смешения части удаляемого воздуха с наружным воздухом. Утилизаторы теплоты и влаги применяются в том случае, когда рециркуляция воздуха не разрешается, а также при утилизации теплоты технологических газовых выбросов [56, 64, 95, 130].

Теплоутилизационные установки, предназначенные для восприятия тепловой энергии от вторичных энергоресурсов (ВЭР), разделяют на два вида: тепловые насосы, обеспечивающие увеличение потенциала рабочего вещества, и теплообменники-теплоутилизаторы непосредственного действия [215]. Теплообменники-теплоутилизаторы могут применяться только в случае, когда потенциал ВЭР выше потенциала той среды, которой передается тепловая энергия. Существуют различные модификации данного оборудования. По принципу работы и устройству современные утилизаторы теплоты подразделяют на три группы: регенеративные, рекуперативные и теплоутилизаторы с промежуточным теплоносителем [64, 214].

При всем многообразии конструктивных решений утилизаторов теплоты и влаги в каждом из них имеются следующие элементы: среда – источник тепловой энергии, теплоприемник – теплообменник, воспринимающий теплоту от источника; теплопередатчик – теплообменник, передающий тепловую энергию от источника к потребителю.

В регенеративных и в воздухо-воздушных (воздухо-жидкостных) рекуперативных теплоутилизаторах рабочим веществом являются теплообменивающие среды [55, 95].

Широкое применение в установках утилизации теплоты удаляемого воздуха приобрели регенеративные воздухо-воздушные утилизаторы [215], в которых одна и та же теплоаккумулирующая поверхность попеременно омывается то теплым, то холодным воздушным потоком. В результате теплота от нагретого воздуха воспринимается поверхностью регенератора и передается холодному воздуху.

Известно два типа регенеративных теплоутилизаторов: с подвижной и с неподвижной насадкой. В свою очередь, регенераторы с подвижной насадкой подразделяются на вращающиеся и пересыпные, с неподвижной насадкой – на прямоточные и реверсивные.

Рассмотрим некоторые конструкции регенеративных утилизаторов.

На рис. 1.13 приведена принципиальная схема регенеративного утилизатора с вращающейся насадкой [95].

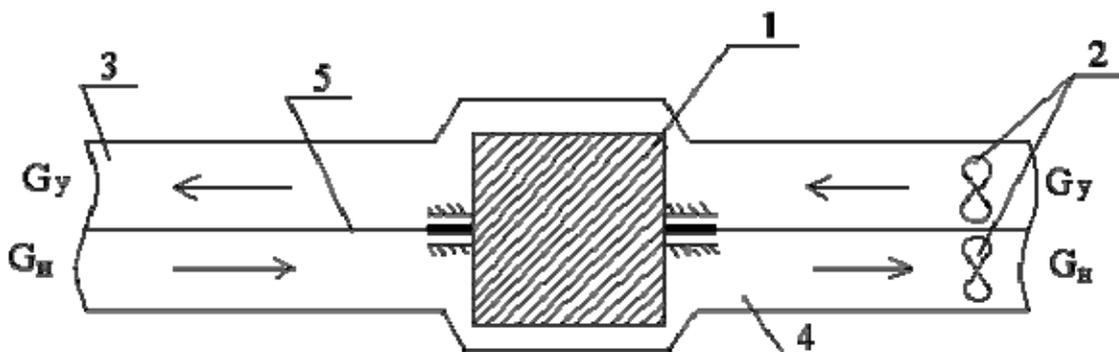


Рис. 1.13. Схема регенеративного утилизатора с вращающейся насадкой:  
1 – рабочая насадка; 2 – вентиляторы; 3 – канал удаляемого воздуха;  
4 – канал наружного воздуха; 5 – герметичная перегородка

Принцип действия его работы заключается в следующем: рабочая насадка вращается с частотой 6–10 оборотов в минуту, попеременно находится то в потоке удаляемого, то в потоке наружного воздуха. Каналы, по которым движется воздух, разделены герметичной перегородкой. Перемещение приточного и вытяжного воздуха осуществляется вентиляторами.

Недостатками данных утилизаторов является перенос запахов и вредных веществ в канал приточного воздуха вращающимся ротором.

Применяют также переключающиеся (стационарные) регенераторы [215]. В них насадка неподвижна и последовательно омывается теплым и холодным воздухом. На рис. 1.14 представлена схема одного из таких регенераторов.

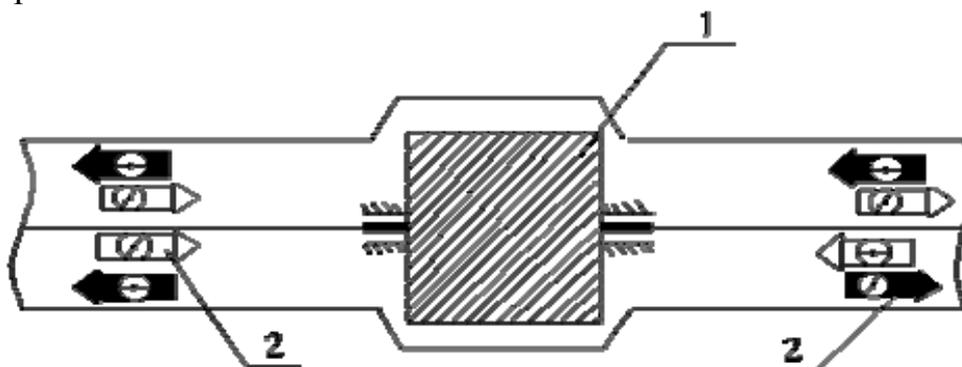


Рис. 1.14. Схема стационарного (переключающего) утилизатора:  
1 – рабочая насадка; 2 – переключающие клапаны на вытяжном и приточном воздуховоде

Он работает следующим образом. Удаляемый и наружный воздух пропускаются поочередно с помощью клапанов переключения через неподвижные теплогенерирующие насадки.

Недостатками утилизаторов с неподвижной насадкой являются: относительно большие размеры, возможность перетока вытяжного воздуха в приточные каналы через неплотно закрытые клапаны, возможность перемещения накопившихся в насадке вредных веществ в приточный воздух.

Наиболее широко в регенераторах используют пластинчатые, стержневые, сетчатые и шаровые насадки. Применяют также нерегулярные структуры: стружку и другие подобные отходы металлообрабатывающих предприятий.

Шаровые насадки могут состоять из плотно уложенных или подвижных шаров. В стержневых насадках возможна шахматная, коридорная или произвольная укладка стержней. Нерегулярная насадка характеризуется повышенным аэродинамическим сопротивлением по сравнению с пластинчатой насадкой, также в ней выше переток воздуха.

Если поверхность теплообмена регенераторов выполнена гигроскопичной, например, покрыта хлористым литием, она может утилизировать влагу, т.е. поглощать ее в удаляемом воздухе и отдавать приточному воздуху. Такие регенераторы называются энтальпийными [56].

Определенный интерес представляет регенеративный теплоутилизатор с двумя неподвижными насадками, который представлен на рис. 1.15 [215].

Насадки составлены из ряда находящихся друг над другом волнистых листов – асбоцементных или других материалов, имеющих достаточно высокий коэффициент теплоусвоения. Автоматически действующая заслонка периодически (1 раз в минуту) изменяет направление воздушных потоков.

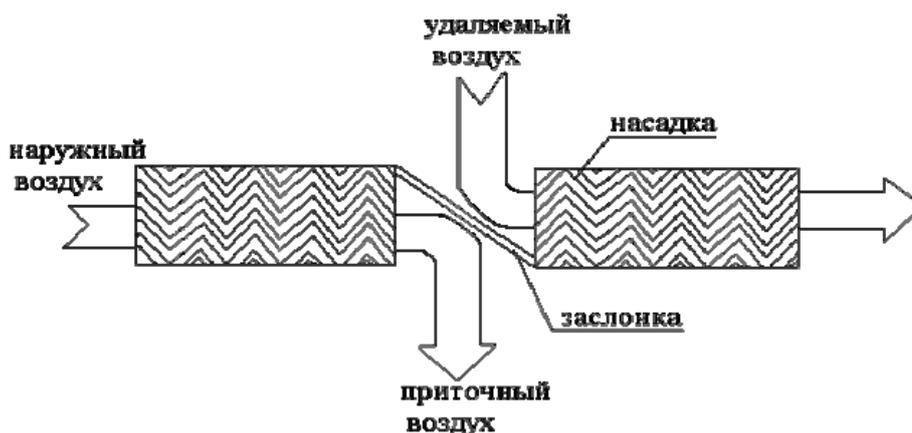


Рис. 1.15. Регенеративный утилизатор с двумя неподвижными насадками

Простота устройства и сравнительно малая стоимость позволяет рекомендовать его для широкого применения.

Данный утилизатор теплоты распространен в Финляндии [214].

В рекуперативных аппаратах теплота от горячего теплоносителя к холодному передается через разделяющую стенку.

В качестве воздухо-воздушных утилизаторов (рекуператоров) применяют пластинчатые и кожухотрубные теплообменники [55, 56, 96]. Среди них также большое распространение получили воздухо-жидкостные, паровоздушные и парожидкостные теплообменники.

В СКВ используются следующие типы рекуперативных теплоутилизаторов [176]:

*Пластинчато-ребристые или матричные теплообменники.*

На рис. 1.16 схематично представлена конструкция пластинчато-ребристого теплообменника [95, 206].

Пластинчато-ребристые теплообменники имеют самую компактную поверхность теплообмена среди теплообменных аппаратов, в которых теплоносители должны быть разделены.

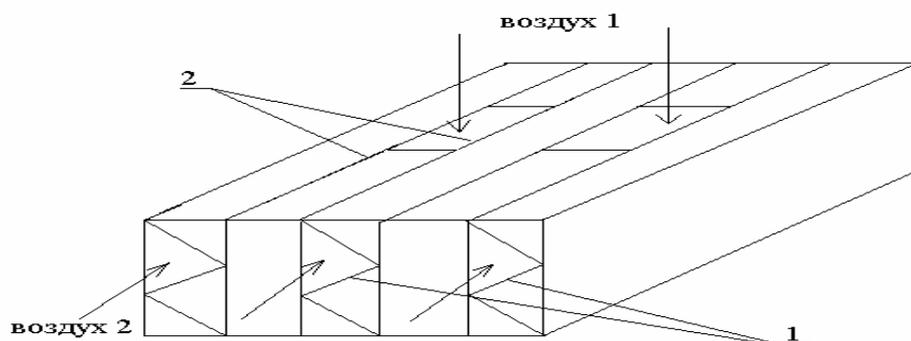


Рис. 1.16. Схема пластинчато-ребристого теплообменника с насадкой:  
1 – гофрированные листы; 2 – перегородки

Эти теплообменники состоят из металлических листов, отделенных друг от друга поочередно гофрированными листами и перегородками.

Вход и выход теплоносителя осуществляется через патрубки с перегородкой для предотвращения попадания одного теплоносителя в каналы другого. Соответствующее размещение патрубков позволяет прокачивать через теплообменник более двух теплоносителей. Гофрированные листы, перегородки и боковые крепления собирают вручную, надежно стягивают с помощью зажимного устройства, а затем в ванне с расплавленной солью или в вакуумной печи запаивают твердым припоем. В результате получается жесткая конструкция с предельно большой теплообменной поверхностью на единицу объема.

Недостатками данного вида рекуперативных аппаратов являются: невозможность механической чистки аппарата, большой расход цветных металлов (алюминия), сложность обеспечения герметичности воздушных распределительных камер.

*Пластинчатые теплообменники.* Характерной чертой их конструкции является наличие параллельных пластин (за исключением специальных пластин для предотвращения деформации канала под действием внешнего давления), которые образуют систему параллельных каналов. Теплоотдающая среда движется через одни каналы, а тепловоспринимающая – через соседние каналы.

Различают следующие конструкции пластинчатых теплообменников [215]: спиральные, пластинчато-корпусные (теплообменник Рамена) и пластинчато-рамные (пакетно-пластинчатые).

*Спиральные пластинчатые теплообменники* [51].

Их схема приведена на рис. 1.17.

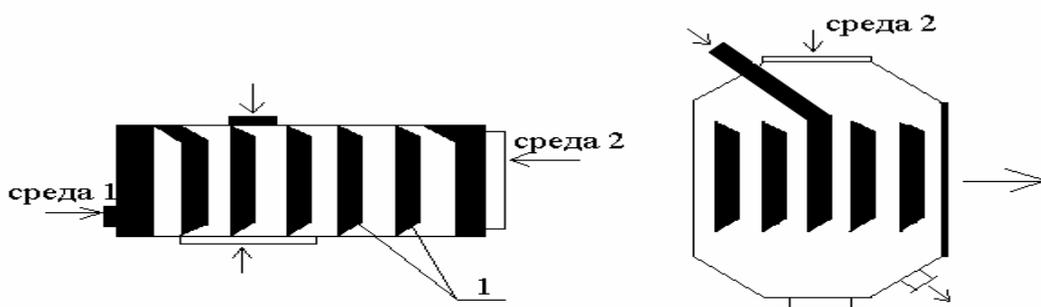


Рис. 1.17. Типы спиральных теплообменников:  
1 – пластины

Конструктивно они состоят из двух закрученных по шаблону в виде спирали параллельных пластин. Для образования каналов проводится поочередная сварка смежных кромок. Чтобы пластины не соприкасались друг с другом, одна из них снабжена выступами. Открытые стороны каналов для предотвращения утечек закрываются плоскими крышками (прокладками) с помощью болтовых соединений, расположенных по периметру.

Спиральное направление движения теплоносителей обуславливает возникновение вторичных течений, что приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи, особенно при ламинарном течении, и уменьшению отложений. Вариант конструкции в виде колонны с одним рядом каналов, открытым для пара, удобен при конденсации, поскольку слив конденсата обеспечивается без захвата пара. Удаление конденсата может быть выполнено по открытым желобам, смонтированным на стенке колонны, с последующим дренажом или откачкой в емкость для хранения.

Недостатками спиральных теплообменников являются сложность изготовления и металлоемкость.

*Пленочный теплоутилизатор [214, 215].*

Схема пленочного теплоутилизатора представлена на рис. 1.18.

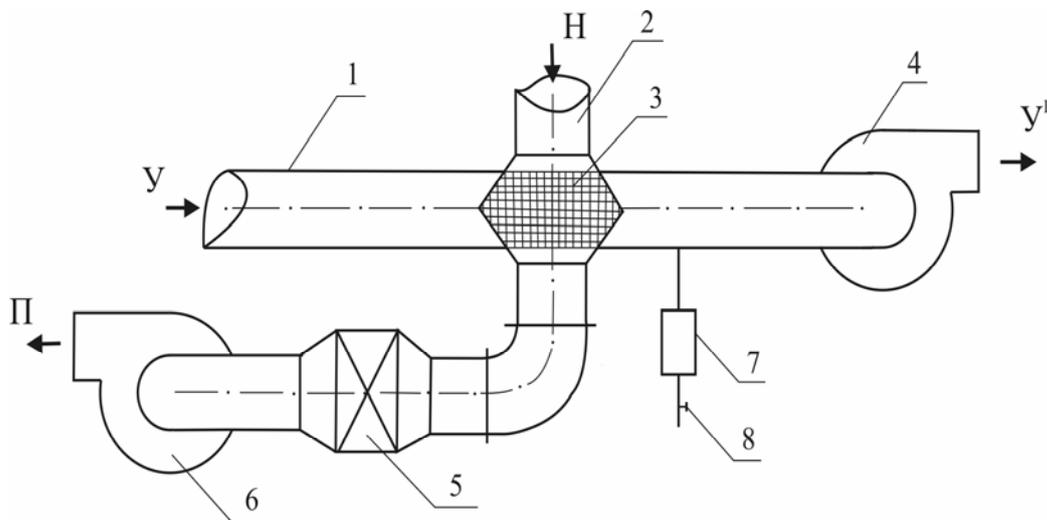


Рис. 1.18. Схема установки пленочного утилизатора:

- 1 – воздуховод удаляемого воздуха; 2 – воздуховод приточного воздуха;  
 3 – пленочный теплоутилизатор; 4 – вентилятор для удаляемого воздуха;  
 5 – калорифер; 6 – приточный вентилятор; 7 – конденсатный бачок;  
 8 – спускной вентиль

Пленочный теплоутилизатор 3 состоит из пакета отдельных деревянных рамок, на которых закреплена полиэтиленовая пленка. Конструкция позволяет создавать на гибкой поверхности пленки дискретные волны, вызывающие ее вибрацию при движении воздушного потока, повысить конвективный теплообмен на границе воздух – пленка и коэффициент теплопередачи в теплоутилизаторе.

При помощи вентилятора 6 приточный воздух по воздуховоду 2 подается в теплоутилизатор 3, где, воспринимая теплоту от удаляемого воздуха, нагревается, затем через воздуховод направляется в калорифер 5 для окончательного подогрева и поступает в помещение. Удаляемый воздух из помещения по воздуховоду 1 направляется в теплоутилизатор 3, где, отдавая теплоту приточному воздуху, охлаждается и вентилятором 4 выбрасывается в атмосферу.

Конденсат, образующийся при охлаждении удаляемого воздуха, отводится через конденсатную трубку в конденсатный бачок 7 со спускным вентилем 8. Для возможности полного отвода конденсата воздухопровод 1 монтируют с подъемом к вентилятору 4, а конденсатную трубку присоединяют к воздухопроводу в самом низкорасположенном его участке.

Регенераторы отличаются от рекуператоров простотой конструкции, дешевизной, большей компактностью поверхностей теплообмена, способностью нагревать компоненты до более высоких температур, меньшими затратами на эксплуатацию. Но в тоже время их отличает сложность и дороговизна вспомогательного оборудования, большая поверхность нагрева, вытеснение в рабочее пространство греющей среды, а в атмосферу – нагреваемой. Регенераторы с неподвижной насадкой отличаются от регенераторов с подвижной насадкой меньшим износом поверхностей нагрева, меньшими потерями нагреваемой среды, меньшими затратами на электрическую энергию, отсутствием механизма для перемещения насадок, возможностью использования запыленной греющей среды, но они более громоздки.

Достоинства рекуперативных и регенеративных утилизаторов сочетают в себе утилизаторы с промежуточным теплоносителем.

Системы утилизации с промежуточным теплоносителем (СУПТ) [64, 104] представляют собой теплообменники, расположенные в каналах удаляемого и наружного воздуха и соединенные системой трубопроводов, по которым циркулирует промежуточный теплоноситель. Он переносит теплоту от теплого (удаляемого) воздуха к холодному. В сети трубопроводов установлен насос для циркуляции теплоносителя, а также клапан для регулирования его расхода и, соответственно, температуры.

Схемы СУПТ приведены на рис. 1.19, 1.20.

Температурная эффективность СУПТ без подогрева на 10–20 % больше, чем СУПТ с подогревом, но конструктивные решения (из-за необходимости установки дополнительных водонагревателей, подмешивающих насосов и т.д.) и автоматизация первой ступени несколько сложнее. Целесообразность применения одной из систем определяется технико-экономическим расчетом [106, 154, 214].

Утилизация теплоты удаляемого влажного воздуха при охлаждении ниже температуры точки росы, сопровождается конденсацией водяного пара на теплообменной поверхности теплоутилизаторов-воздухоохладителей. При отрицательной температуре наружного воздуха ниже критической температуры  $t_n^{кр}$ , при которой температура теплообменной поверхности становится ниже 0 °С, начинается процесс образования инея на поверхности теплоутилизатора-воздухоохладителя. Это приводит к увеличению аэродинамического сопротивления в каналах удаляемого воздуха. В таких системах необходимо предусматривать защиту теплоутилизаторов от инееобразования [105, 215].

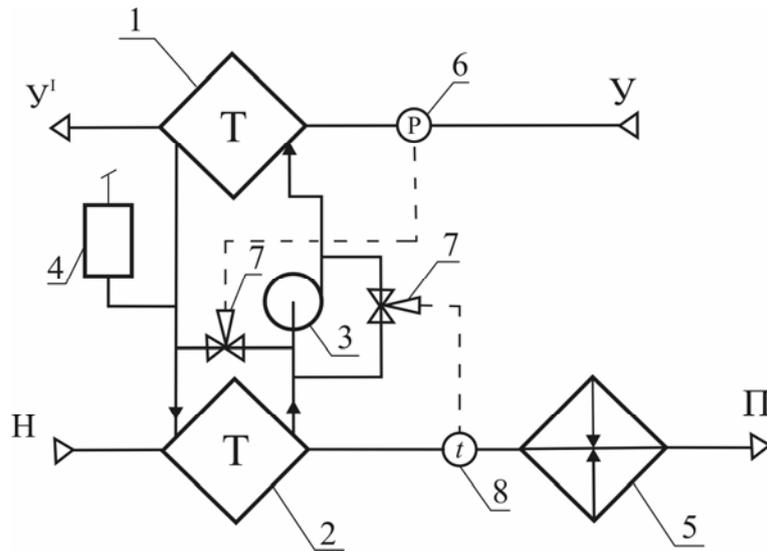


Рис. 1.19. Принципиальная схема утилизатора теплоты с промежуточным теплоносителем без его подогрева:  
 1, 2 – теплоутилизаторы (теплоизвлекающий и теплоотдающий теплообменник, соответственно); 3 – насос; 4 – расширительный бак; 5 – теплообменник (воздухонагреватель); 6 – датчик давления (защита теплообменника от обмерзания); 7 – регулирующие клапаны; 8 – датчик температуры

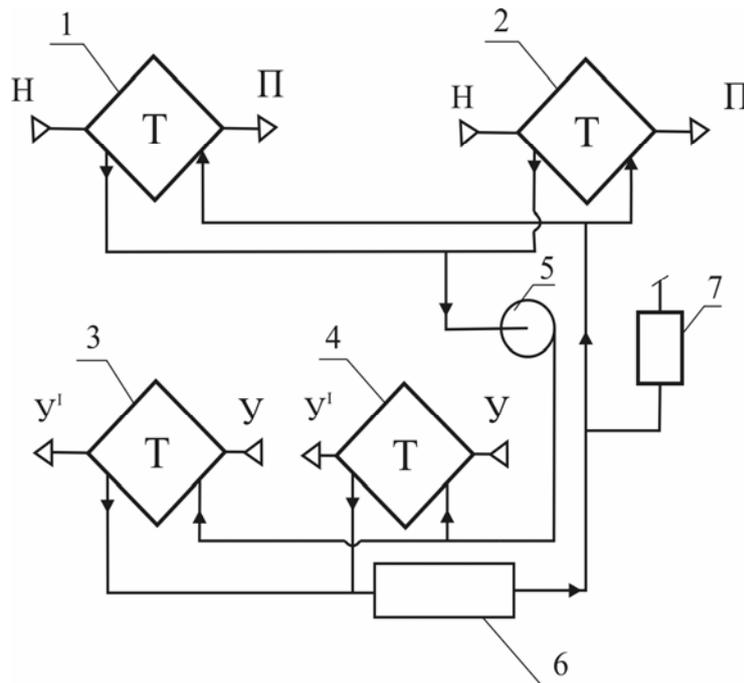


Рис. 1.20. Принципиальная схема утилизатора теплоты с промежуточным теплоносителем и его промежуточным подогревом:  
 1, 2, 3, 4 – теплообменники – теплоутилизаторы; 5 – насос для промежуточного теплоносителя; 6 – теплообменник-подогреватель; 7 – расширительный бак

На рис. 1.19 приведен один из вариантов защиты теплоутилизатора, установленного в потоке удаляемого воздуха, от инееобразования. На входе в теплоизвлекающий теплообменник 1 в воздуховоде установлен датчик

давления 6, сигнал с которого поступает на клапан 7, расположенный на перепускной линии для промежуточного теплоносителя. При увеличении давления воздушного потока выше установленного (ввиду уменьшения площади воздушного канала теплообменника из-за инееобразования) подается команда исполнительному механизму на открытие клапана 7.

При этом циркуляция промежуточного теплоносителя (антифриза) осуществляется по малому кольцу (насос 3 – теплообменник 1), т.е. без отбора теплоты от удаляемого воздуха. В течение данного промежутка времени (3...5 мин) за счет теплоты удаляемого воздуха ледяная корка (иней) растаивает, площадь воздушного канала восстанавливается, соответственно, давление воздушного потока снижается до установленной величины. Сигнал с датчика давления преобразуется в команду на закрытие клапана 7 на перепускной линии. Работа СУПТ происходит в штатном режиме, т.е. с отбором теплоты от удаляемой среды.

Также автоматическое регулирование температуры воздушного потока после теплоотдающего теплообменника может быть осуществлено при установке датчика температуры 8 перед воздухонагревателем 5 (рис. 1.19).

Теплоутилизаторы с промежуточным теплоносителем могут работать в области однофазной жидкости, а также в области влажного пара. В качестве однофазной жидкости обычно применяют воду либо другие жидкости, незамерзающие в рабочем диапазоне температур: водные растворы солей, а также антифризы – этиленгликоль, пропиленгликоль в виде водных растворов 20–40 % – ной концентрации [103, 107, 163].

Из незамерзающих растворов солей рекомендуется применять 27 % – ный раствор хлористого кальция ( $\text{CaCl}_2$ ) с ингибиторной добавкой, предотвращающей коррозию трубопроводов, арматуры, оборудования. В качестве ингибиторной добавки предлагается применять вещество НОЖ-2U в количестве 3 % от общей массы раствора. Раствор хлористого кальция с добавкой НОЖ-2U не вызывает коррозии черных и цветных металлов, взрыво- и пожаробезопасен, температура замерзания раствора равна – 45 °С [64].

В качестве рабочих сред, обеспечивающих работу теплоутилизаторов в области влажного пара, используют хладоны, водяной пар, аммиак, а также специальные растворы (водоаммиачные, бромисто- и хлористолитиевые) [56, 215].

Существует несколько разновидностей утилизаторов с промежуточным теплоносителем. В некоторых конструкциях промежуточный теплоноситель может вступать в непосредственный контакт и с охлаждаемым, и с нагреваемым воздухом, в других – только с охлаждаемым или с нагреваемым воздухом. Для увеличения поверхности контакта теплоноситель подают в воздушный поток в распыленном виде.

В системах утилизации теплоты с промежуточным теплоносителем используются воздухонагреватели: пластинчатые КВС и КВБ, биметаллические с накатанным оребрением КсК, а также воздухонагреватели ВНВ, со-

стоящие из медных трубок с наружным оребрением в виде алюминиевых пластин [64, 105]. В холодный период года группа теплообменников, расположенных в потоке вытяжного воздуха, представляет собой воздухоохладительную установку. В теплый период года функции групп меняются. Эти группы могут находиться на значительном расстоянии одна от другой, поэтому соединительные трубопроводы должны иметь тепловую изоляцию. Принципиально возможно создание разветвленных систем утилизации, напоминающих двухтрубные системы отопления, в которых ряд воздухоохладителей снабжает утилизированной теплотой одну воздухонагревательную установку [103].

В зависимости от вида используемого теплообменника теплоутилизаторы могут быть рекуперативного или контактного типа [130, 215].

Как правило, утилизируемой теплоты оказывается недостаточно для нагрева приточного воздуха до требуемых температур в течение холодного периода. Поэтому в воздухоприготовительных центрах необходимо иметь дополнительные источники теплоты. Догрев воздуха осуществляется в дополнительных воздухонагревателях (калориферах), устанавливаемых до или после утилизаторов теплоты и подключенных к системе теплоснабжения [64, 103, 104].

Утилизаторы теплоты контактного типа могут применяться для подогрева или охлаждения приточного воздуха, а также для его осушки и увлажнения.

В качестве промежуточного контактного теплоносителя используют водные растворы солей [215]. Рекомендуется применять раствор хлористого лития, обладающего сорбционными свойствами [56]. В результате оказывается возможным увлажнять приточный воздух за счет водяных паров, сорбируемых из вытяжного воздуха.

В качестве контактных аппаратов для обработки воздуха растворами солей могут применяться форсуночные камеры, камеры с орошаемой насадкой, пленочные камеры, барботажные и пенные аппараты [130, 215].

В настоящее время в СКВ с использованием раствора хлористого лития рекомендованы следующие способы восстановления концентрации раствора: выпаривание влаги при кипении раствора, подогреваемого высокотемпературной водой или паром; выпаривание влаги под вакуумом и др. [48, 55].

Экономическая и энергетическая эффективность системы утилизации, сокращение сроков ее окупаемости достигается при круглогодичном периоде эксплуатации.

В [103] О.Я. Кокорин приводит принципиальную схему установки утилизации с применением открытой градирни для круглогодичного использования в СКВ. Схема представлена на рис. 1.21.

В холодный период года вентили 9 открыты, вентили 10 закрыты. При помощи насоса 4 обеспечивается циркуляция антифриза между теплоот-

дающим теплообменником 1 в потоке приточного воздуха и теплоизвлекающим теплообменником 2 в потоке удаляемого воздуха из помещения. Происходит отбор теплоты от удаляемого воздуха и нагрев приточного потока воздуха. Градирня 11 в данный период не эксплуатируется.

В теплый период года включаются в работу насос 13 и вентилятор градирни 11. При этом вентили 9 закрыты, вентили 10 открыты. Вода, охлажденная в градирне за счет прямого испарительного процесса в контактном узле, поступает в пластинчатый теплообменник 14.

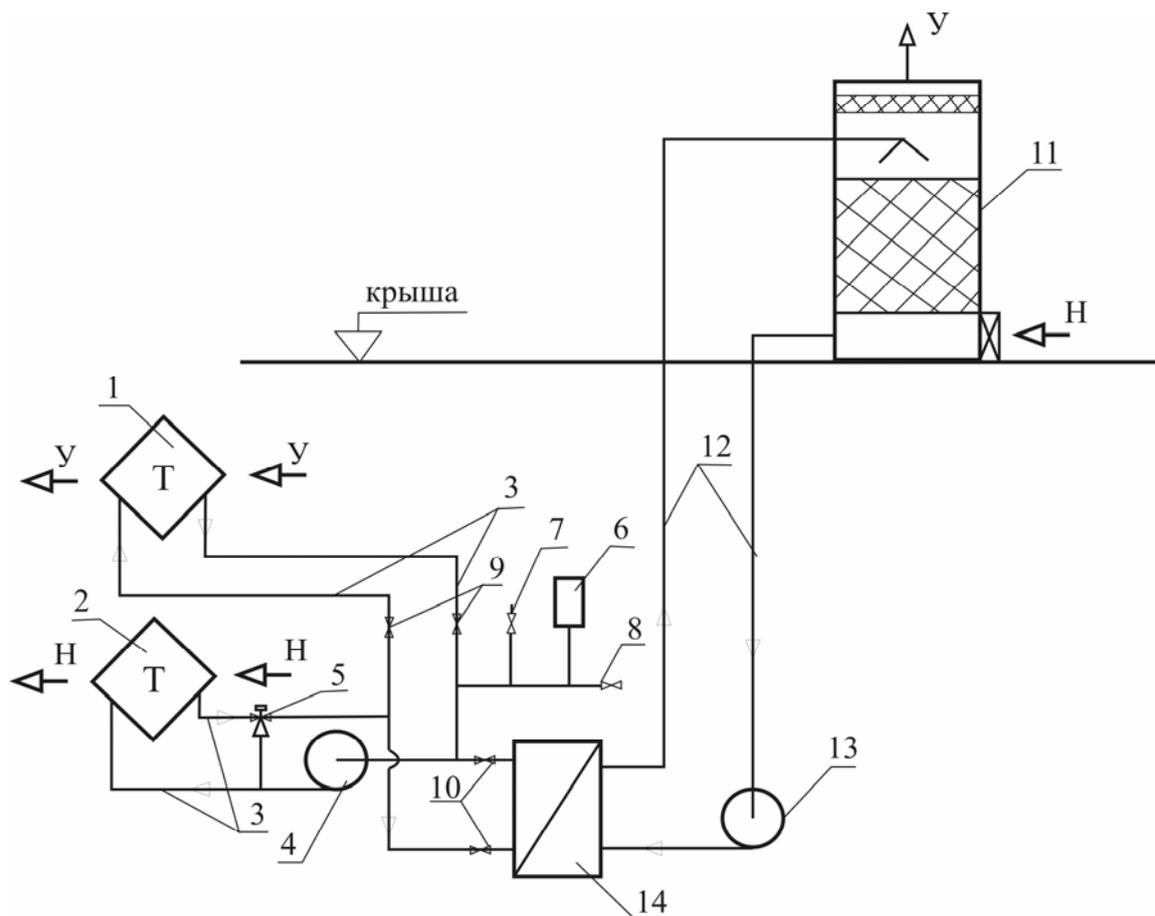


Рис. 1.21. Схема круглогодичной системы утилизации теплоты в СКВ с применением градирни:

- 1, 2 – рекуперативные теплообменники в приточном и удаляемом воздухе;
- 3 – трубопровод для промежуточного теплоносителя (антифриза);
- 4 – насос для антифриза; 5 – автоматический клапан;
- 6 – расширительный герметичный бачок; 7 – воздушный вентиль;
- 8 – заправочный вентиль; 9, 10 – запорные вентили;
- 11 – градирня; 12 – трубопроводы для воды; 13 – насос для воды;
- 14 – пластинчатый теплообменник для охлаждения антифриза водой

Сюда же при помощи насоса 4 поступает отепленный антифриз из теплообменника 1. Отдавая теплоту воде, антифриз охлаждается в теплообменнике 4 и вновь в качестве холодоносителя направляется в теплообменник 2 для отбора теплоты от теплого наружного приточного воздуха. В помещение поступит охлажденный воздух и т.д. Таким образом, охлажде-

ние приточного воздуха происходит за счет охлаждения воды в градирне.

Разновидностью теплообменных аппаратов с промежуточным теплоносителем являются теплопередающие трубы [130, 215]. Они представляют собой теплообменный аппарат испарительно-конденсаторного типа, в котором циркуляция промежуточного теплоносителя осуществляется под действием естественной конвекции или сил капиллярного давления.

Конструктивно тепловые трубки выполняются в виде герметичной оболочки, заполненной рабочим веществом. В качестве последнего используются химические элементы и соединения, которые при рабочей разности температуры могут находиться в парообразном и жидком состоянии. Форма герметичной оболочки зависит от условий применения, но чаще применяется цилиндрическая форма трубки. Принципиальная схема теплопередающих труб представлена на рис. 1.22.

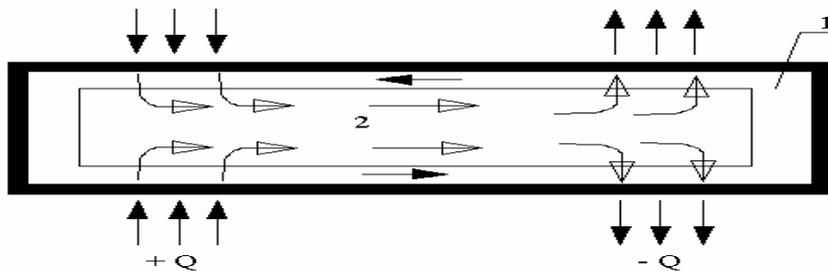


Рис. 1.22. Принципиальная схема теплопередающих труб:  
1 – фитиль; 2 – пар

В рабочем положении тепловая трубка закрепляется в разделительной перегородке, и каждая ее сторона выступает в каналы, по которым движутся потоки, имеющие различную температуру. Одна часть трубки, например, левая (см. рис. 1.22) омывается воздушным потоком с высокой температурой и образует зону подвода тепла, которая передается через стенку оболочки заполняющему ее рабочему веществу и обеспечивает процесс его испарения. Образовавшиеся пары перемещаются в зону низкого давления. Другая часть трубки (на рис. 1.22 – правая) омывается потоком с более низкой температурой и образует зону отвода теплоты, которая передается от конденсирующегося рабочего вещества через разделяющую оболочку внешнему потоку. Сконденсировавшееся рабочее вещество в виде жидкости перемещается из зоны конденсации в зону испарения, где снова превращается в пар, и т.д.

Таким образом, в герметичной оболочке тепловой трубки осуществляется замкнутый цикл циркуляции рабочего вещества.

Эффективность работы тепловой трубки зависит от условий обеспечения возвращения рабочего вещества в жидком состоянии из зоны конденсации в зону испарения и обратно; от условий переноса паров из зоны испарения в зону конденсации; от интенсивности подвода теплоты через стенку.

Обеспечение возвращения жидкого заполнителя из зоны конденсации в зону испарения зависит, прежде всего, от конструктивного исполнения тепловой трубки.

Разновидностью теплопередающих труб являются термосифоны [215]. В термосифонах конденсат возвращается в испарительную зону под действием гравитационных сил, в этом случае зона конденсации должна всегда располагаться выше зоны испарения.

Схема термосифона приведена на рис. 1.23.

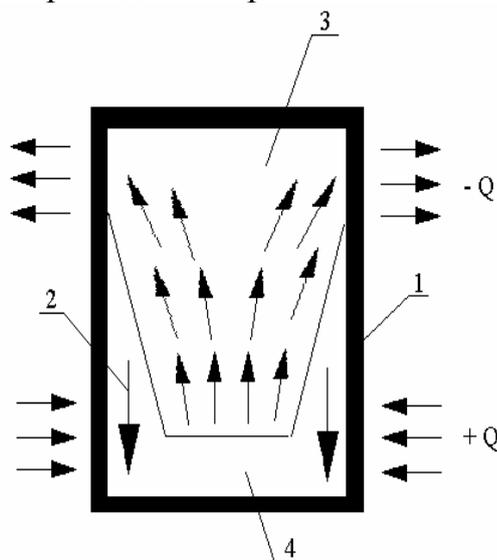


Рис. 1.23. Принципиальная схема термосифона:  
1 – корпус; 2 – жидкость; 3 – зона конденсации; 4 – зона испарения

В тепловой трубе на внутренней стенке укреплен капиллярно – пористый фитиль или устроены продольные канавки. В такой трубе на расположение испарителя не накладывается никаких ограничений, и она может работать при любой ориентации. Трубы с фитилями сложны в изготовлении, поэтому стоят дороже. Гравитационные термосифоны можно располагать вертикально и под некоторым углом к горизонту (5–7 градусов).

К достоинствам теплообменников из тепловых труб относятся:

- отсутствие подвижных элементов;
- отсутствие насоса для перекачки промежуточного теплоносителя;
- большая площадь теплообменной поверхности на единицу объема;
- возможность рекуперации теплоты при малых разностях температур рабочих сред;
- возможность работы в воздушных потоках с высокой относительной влажностью;
- реверсивность процесса;
- простота обслуживания;
- легкий доступ к теплообменным поверхностям;
- неограниченный срок службы.

Недостатками систем утилизации с промежуточными теплоносителями являются: необходимость применения большой поверхности теплообмена при небольших разностях температур вытяжного и наружного воздуха; большая металлоемкость; возможность загрязнения наружной оребренной поверхности теплообмена механическими частицами, содержащимися в удаляемом воздухе.

Уменьшить поверхность теплообменника при утилизации низкопотенциальной теплоты можно путем повышения коэффициента теплопередачи. Для его повышения, в первую очередь, необходимо увеличить наименьший кинетический тепловой коэффициент – коэффициент теплоотдачи на границе стенка – воздушный поток. Это достигается путем оребрения поверхности, а также турбулизации воздушного потока: применения специальных вставок – завихрителей, ввода в воздушный поток твердых частиц, использования кипящего слоя и др. [19, 70, 84, 90, 91]. Типовым примером может служить утилизатор теплоты для вентиляционных выбросов с промежуточным теплоносителем в виде кипящего слоя [9]. Его схема приведена на рис. 1.24.

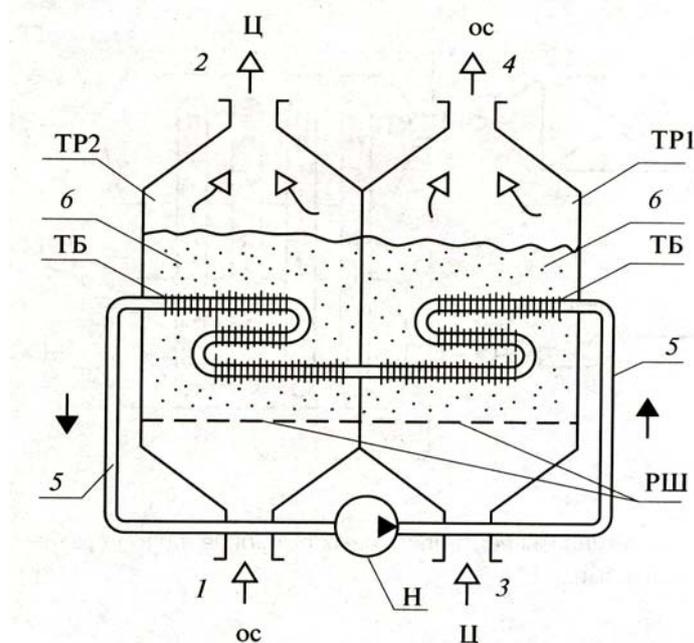


Рис. 1.24. Схема утилизатора теплоты вентиляционных выбросов с промежуточным теплоносителем в виде кипящего слоя:

- 1, 2 – каналы (воздуховоды) для приточного воздуха;
- 3, 4 – каналы (воздуховоды) для удаляемого воздуха; 5 – промежуточный теплоноситель (антифриз); 6 – зернистая насадка в виде кипящего слоя;
- TR1, TR2 – соответственно, секция рекуперативного теплообменника для удаляемого и приточного воздуха;
- РШ – решетка воздухораспределительная;
- ТБ – трубы с наружным оребрением; Н – насос

Удаляемый вентиляционный воздух из помещения цеха (ц) через воздухораспределительную решетку поступает в секцию TR1 рекуперативного

теплообменника, где отдает тепло зернистой насадке 6, которая находится в псевдооживленном кипящим состоянии.

Насадка отдает теплоту через стенку оребренных труб ТБ промежуточному жидкому теплоносителю, который циркулирует в замкнутом контуре 5 с помощью насоса Н.

В секции ТР2 рекуперативного теплообменника теплота передается от жидкого теплоносителя через оребренные трубы ТВ к насадке 6, от нее – холодному воздушному потоку (потоку наружного воздуха из окружающей среды – ос). Воздушный поток нагревается и подается потребителю, т.е. в помещение цеха.

Все описанные выше конструктивные решения теплоутилизаторов получили распространение и эксплуатируются в Европе и США.

Климат России на большинстве территорий отличается продолжительным холодным периодом с низкими отрицательными температурами наружного воздуха [214, 215]. Это оказывает решающее влияние на выбор энергетически рациональной конструкции теплоутилизатора в приточно-вытяжных системах вентиляции и кондиционирования, обеспечивающих надежную работу в климатических условиях России.

В работе [104] приведен подробный анализ работы различных конструкций теплоутилизаторов в климате России и сделан вывод, что наиболее рациональной конструкцией является установка утилизации из двух рекуперативных теплообменников с насосной циркуляцией антифриза между ними.

Одна из причин, препятствовавшая широкому применению теплоутилизаторов данного типа в нашей стране и бывшем СССР, – недостаточная проработка методических подходов по их расчету, где, в частности, указывается следующее: проведенный анализ государственного проектного института «Сантехпроект» показал, что в ней заложена ошибочная исходная предпосылка – первоначально задаваться высокой теплотехнической эффективностью теплоизвлекающего теплообменника, при которой расчетная температура охлажденного вытяжного воздуха имеет отрицательную температуру. В условиях отрицательных температур охлажденного воздуха неизбежно замерзание выпадающего конденсата, а предложенные режимы оттаивания мало эффективны. Многочисленные неудачные решения установок утилизации, запроектированных по методике ГПИ «Сантехпроект», привели к тому, что головной институт отказался в середине 90-х годов прошлого столетия от ее применения в проектах.

Профессор О.Я. Кокорин [105, 107] предложил методику по проектированию типовых систем утилизации, отличающуюся тем, что теплотехническая эффективность теплоизвлекающего теплообменника выбирается для условий отсутствия отрицательной температуры как на поверхности теплообменника, так и у охлажденного удаляемого воздуха. По данной ме-

тодике в качестве предельно низкой средней температуры оребренной поверхности теплоотдающего теплообменника рекомендуется принимать  $t_f = 2 \text{ }^\circ\text{C}$ . При этом температура осушенного и охлажденного воздуха после теплоизвлекающего теплообменника будет всегда положительна и соответствовать условию  $t_{y2} > t_f = 2 \text{ }^\circ\text{C}$ , т.е. практически ее нижнее значение ограничено техническими возможностями данного способа. Это обеспечивает глубокую утилизацию теплоты удаляемого воздуха. Отмечается [103], что все установки утилизации теплоты, запроектированные по данной методике, надежно работают в течение более 20 лет.

### 1.7. Оценка эффективности работы утилизаторов теплоты удаляемого воздуха

Теплоутилизаторы (рекуперативного гигроскопического и регенеративного типа), в которых реализуются процессы тепло- и массообмена, характеризуют следующими коэффициентами эффективности [215]:

– энтальпийным

$$E_I = \frac{G_H(I_{H1} - I_H)}{G_{\min}(I_y - I_H)} = \frac{G_y(I_y - I_{y1})}{G_{\min}(I_y - I_H)}; \quad (1.77)$$

– температурным

$$E_t = \frac{G_H c_B (t_{H1} - t_H)}{(G c_B)_{\min} (t_y - t_{H1})} = \frac{G_y c_B (t_y - t_{y1})}{(G c_B)_{\min} (t_y - t_H)}; \quad (1.78)$$

– по влагообмену

$$E_d = \frac{G_H(d_{H1} - d_H)}{G_{\min}(d_y - d_H)} = \frac{G_y(d_y - d_{y1})}{G_{\min}(d_y - d_H)}, \quad (1.79)$$

где  $G_H, G_y, G_{\min}$  – соответственно, массовые расходы наружного (холодного), удаляемого (теплого) воздушных потоков и наименьший из них, кг/с;

$I_H, I_y, I_{H1}, I_{y1}$  – энтальпии наружного (холодного) и удаляемого (теплого) воздушных потоков на входе и выходе из теплоутилизатора, кДж/кг;

$t_H, t_y, t_{H1}, t_{y1}$  – температуры наружного (холодного) и удаляемого (теплого) воздушных потоков на входе и выходе из теплоутилизатора,  $^\circ\text{C}$ ;

$d_H, d_y, d_{H1}, d_{y1}$  – влагосодержания наружного (холодного) и удаляемого (теплого) воздушных потоков на входе и выходе из теплоутилизатора, г/кг сух. возд.

Коэффициент эффективности для рекуперативного негигроскопического теплоутилизатора определяют по уравнению

$$E_t = \frac{G_n c_B (t_{H1} - t_H)}{(Gc_B)_{\min} (t_y - t_H)} = \frac{G_y c_B \zeta_y (t_y - t_{y1})}{(Gc_B)_{\min} (t_y - t_H)}, \quad (1.80)$$

где  $\zeta_y$  – показатель, учитывающий влияние конденсации водяных паров из удаляемого (теплого) воздуха на теплообмен в теплоутилизаторе:

$$\zeta_y = \frac{I_y - I_{y1}}{c_B (t_y - t_{y1})}. \quad (1.81)$$

На начальной стадии проектирования теплоутилизаторов коэффициенты эффективности и массовые скорости воздушных потоков принимают близкими к оптимальным значениям.

Разработаны следующие рекомендации для численных значений коэффициентов эффективности при массовой скорости воздушного потока  $\rho v = 5 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$  [95]:

- для регенеративных вращающихся теплоутилизаторов  $E_t = 0,5 \dots 0,8$ ;
- для рекуперативных теплоутилизаторов  $E_t = 0,4 \dots 0,7$ ;
- для теплоутилизаторов с промежуточным теплоносителем  $E_t = 0,3 \dots 0,6$ ;

Процессы тепловлажностной обработки воздуха при применении регенеративных теплоутилизаторов на  $I-d$ -диаграмме *влажного воздуха* приведены на рис. 1.25 [215].

При начальных параметрах удаляемого воздуха  $У$ , наружного воздуха  $Н$  отрезок  $НН_1$  характеризует функциональные возможности данных теплоутилизаторов при изменении коэффициента эффективности в пределах  $0 \leq E \leq E_{\max}$ .

Отрезок  $УУ_1$  соответствует изменению параметров удаляемого воздуха в процессе утилизации теплоты.

Конечные параметры наружного воздуха  $Н_1$ , удаляемого воздуха  $У_1$  зависят также от типа насадки регенеративного теплоутилизатора.

Из анализа рис. 1.25 следует, что функциональные возможности утилизаторов теплоты удаляемого воздуха могут быть реализованы лишь в очень узкой области  $НН_1УУ_1Н$ , выделенной на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха, каким бы совершенным теплоутилизатор не был в конструктивном и теплотехническом отношении.

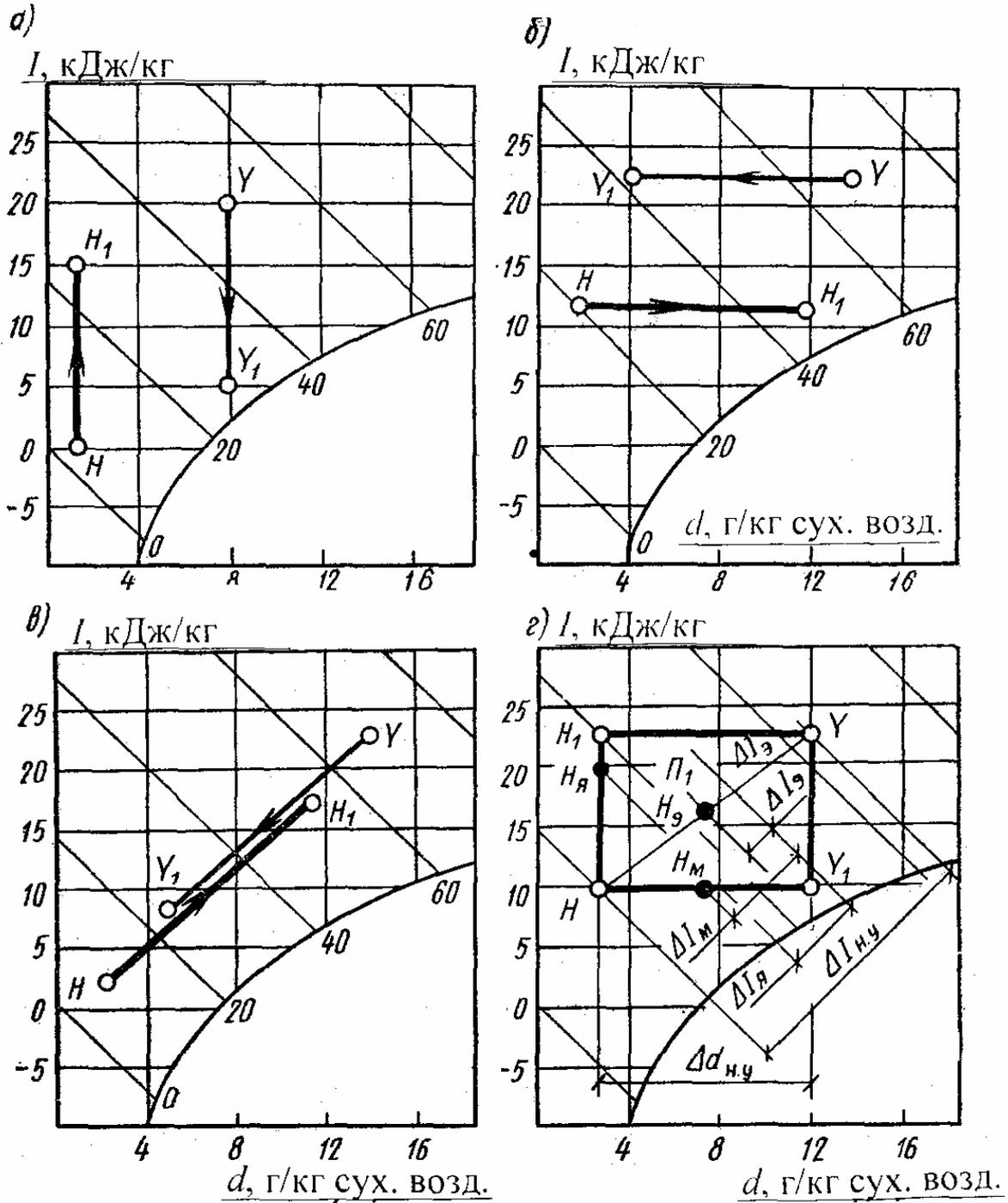


Рис. 1.25. Изменение параметров удаляемого и наружного воздуха при применении регенеративных теплоутилизаторов: а – с теплоемкой негигроскопичной насадкой; б – с нетеплоемкой влагоаккумулирующей насадкой; в – с тепловлагоаккумулирующей насадкой; г – при максимальном использовании потенциала удаляемого воздуха по полной и скрытой теплоте

## 2. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ РАСЧЕТА УСТРОЙСТВ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА

### 2.1. Разработка инженерной методики расчета температуры воздуха по мокрому термометру

Основываясь на анализе и недостатках современных методов расчета контактных аппаратов, изложенных в разделе 1, предлагается новый инженерный метод расчета температуры воздуха по мокрому термометру.

Температура мокрого термометра воздуха является важным расчетным параметром воздушной среды при проектировании систем кондиционирования воздуха, сушильных устройств и др. [60, 96, 133, 144, 166]. Как правило, при проектировании систем кондиционирования воздуха его численное значение часто определяют графическим методом с помощью  $I-d$ -диаграммы влажного воздуха, которая строится для конкретного барометрического давления атмосферного воздуха [148, 180]. При большом отклонении этого давления для проектируемых условий возникает необходимость аналитического расчета температуры мокрого термометра [123, 157, 180].

Из физической сущности температуры мокрого термометра воздуха следует: данный параметр соответствует предельной температуре при адиабатическом охлаждении и увлажнении воздуха.

При графическом способе определения температуры мокрого термометра воздуха на  $I-d$ -диаграмме проводят изоэнтальпию  $I_B$  до пересечения с линией насыщения  $\varphi = 100\%$  при данном барометрическом давлении (рис. 2.1).

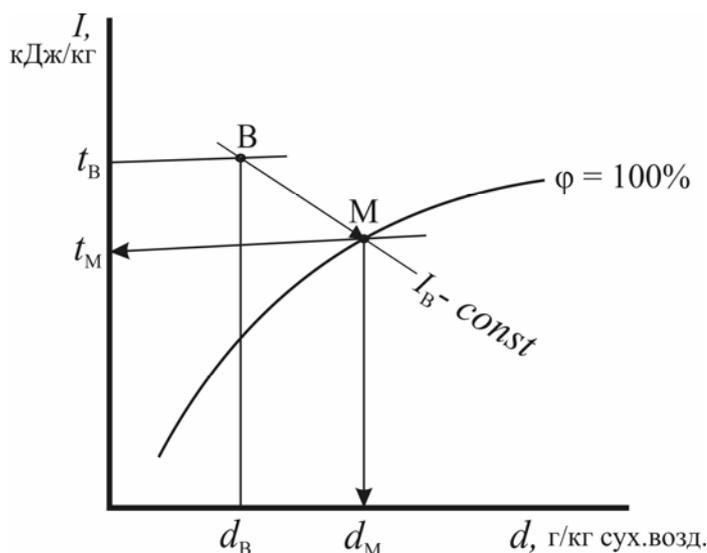


Рис. 2.1. Графическое определение температуры мокрого термометра воздуха на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха:  
В – точка, соответствующая состоянию исходного воздуха,  
М – точка пересечения изоэнтальпии с линией  $\varphi = 100\%$

Через точку пересечения проводят изотерму, которая и отвечает численному значению температуры мокрого термометра воздуха  $t_M$ .

Обратно, при помощи  $I-d$ -диаграммы влажного воздуха по заданному значению температуры мокрого термометра воздуха можно определить его энтальпию в состоянии насыщения, которая численно равна исходной.

Для аналитического расчета температуры мокрого термометра воздуха  $t_M$  составим систему уравнений соответствующих графическому описанию изоэнтальпы  $I_B$  и линии  $\varphi = 100\%$ . Их совместное решение позволит вывести расчетное уравнение для температуры  $t_M$ .

Для дальнейших исследований примем исходный воздух с параметрами: температура по сухому термометру  $t_B$  и влагосодержание  $d_B$  (рис. 2.1).

В соответствии с [55]:

$$I_B = c \cdot t_B + (r + c_{\text{П}} \cdot t_B) \cdot d_B \cdot 10^{-3} = 1,006 \cdot t_B + (2500 + 1,8 \cdot t_B) \cdot d_B \cdot 10^{-3}; \quad (2.1)$$

$$d_B = 622 \frac{P_{\text{П}}}{P - P_{\text{П}}} = 622 \frac{\varphi \cdot P_{\text{Н}}}{P - \varphi \cdot P_{\text{Н}}}, \quad (2.2)$$

где  $c$  – удельная изобарная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К);

$r$  – удельная теплота парообразования водяных паров, кДж/(кг·К);

$c_{\text{П}}$  – удельная изобарная теплоемкость водяных паров, кДж/(кг·К);

$P$  – барометрическое давление, Па;

$P_{\text{П}}$  – парциальное давление водяных паров, Па;

$P_{\text{Н}}$  – давление водяных паров в состоянии насыщения, Па;

$\varphi$  – относительная влажность воздуха.

Для точки М (см. рис. 2.1) энтальпия равна  $I_M$ , температура –  $t_M$ , влагосодержание –  $d_M$ ,  $\varphi = 1$ .

Соответственно, уравнения (2.1), (2.2) примут вид:

$$I_M = c \cdot t_M + (r + c_{\text{П}} \cdot t_M) \cdot d_M \cdot 10^{-3} = 1,005 \cdot t_M + (2500 + 1,8 \cdot t_M) \cdot d_M \cdot 10^{-3}; \quad (A)$$

$$d_M = 622 \frac{P_{\text{Н}}}{P - P_{\text{Н}}}. \quad (B)$$

Для расчета давления насыщенных водяных паров имеется ряд формул, аппроксимирующих его зависимость от температуры [55, 60, 129, 180]. Некоторые из уравнений, применимых для области температур, характерных при функционировании СКВ, приведены в табл. 2.1.

Т а б л и ц а 2.1

Эмпирические уравнения для определения давления насыщенных водяных паров в зависимости от температуры среды

Номер уравнения	Вид уравнения	Литературный источник
I	$P_H = 479 + (11,52 + 1,62 \cdot t)^2$ , Па	[55]
II	$\lg P_H = 0,622 + \frac{7,5 \cdot t}{238 + t}$ , мм рт.ст	[129]
III	$\lg P_H = \frac{156 + 8,12 \cdot t}{236 + t}$ , мм рт.ст	[129]
IV	$P_H = 0,6112 \exp \left[ \frac{17,504 \cdot t}{241,2 + t} \right]$ , кПа	[60]
V	$P_H = \exp \frac{16,57 \cdot t - 115,72}{233,77 + 0,997 \cdot t}$ , Па	[180]

Применим одно из уравнений таблицы, например, уравнение IV, для расчета влагосодержания  $d_M$  в выражении (Б).

$$d_M = 622 \frac{611,2 \exp \left[ \frac{17,504 \cdot t_M}{241,2 + t_M} \right]}{P - 611,2 \exp \left[ \frac{17,504 \cdot t_M}{241,2 + t_M} \right]}. \quad (2.3)$$

Подставим уравнение (2.3) в выражение (А), тогда величина  $I_M$  определится по уравнению:

$$I_M = 1,006 \cdot t_M + (2500 + 1,8 \cdot t_M) \cdot 0,622 \frac{611,2 \exp \left[ \frac{17,504 \cdot t_M}{241,2 + t_M} \right]}{P - 611,2 \exp \left[ \frac{17,504 \cdot t_M}{241,2 + t_M} \right]}. \quad (2.4)$$

Как видно, уравнение (2.3) выражает зависимость между температурой насыщенного воздуха и влагосодержанием в состоянии насыщения, а уравнение (2.4) связывает температуру мокрого термометра воздуха с его энтальпией.

Уравнение (2.4) предлагается применять для инженерного расчета энтальпии влажного (в том числе насыщенного) воздуха по известной температуре мокрого термометра воздуха, а также определять температуру мокрого термометра по его исходной энтальпии для конкретных значений барометрического давления.

Вид уравнения (2.4) зависит от принятого расчетного уравнения, определяющего давление насыщенных водяных паров по их температуре (табл. 2.1).

В табл. 2.2 приведены значения энтальпии насыщенного воздуха, рассчитанные с использованием уравнений I, II, III, IV и Б, А для барометрического давления  $P = 99000$  Па.

Т а б л и ц а 2.2

Расчетные значения температуры мокрого термометра воздуха  
и энтальпии насыщенного воздуха

Но- мер п/п	Температура мокрого тер- мометра воз- духа, $t_M$ , °С	Энтальпия насыщенного воздуха, $I_M$ , кДж/кг				
		по формуле Б, А, I	по формуле Б, А, II	по формуле Б, А, III	по формуле Б, А, IV	по формуле Б, А, V
1	0	9,67	8,82	<b>9,65</b>	<b>9,66</b>	<b>9,66</b>
2	2	12,93	12,21	<b>13,18</b>	<b>13,18</b>	<b>13,18</b>
3	4	16,87	16,09	<b>16,91</b>	<b>16,93</b>	<b>16,89</b>
4	6	20,81	19,58	<b>20,89</b>	<b>20,88</b>	<b>20,84</b>
5	8	25,22	23,62	<b>25,13</b>	<b>25,13</b>	<b>25,05</b>
6	10	29,98	27,92	<b>29,66</b>	<b>29,65</b>	<b>29,67</b>
7	12	35,19	32,53	<b>34,54</b>	<b>34,52</b>	<b>34,54</b>
8	14	40,60	37,12	<b>39,77</b>	<b>39,75</b>	<b>39,78</b>
9	16	46,46	42,77	<b>45,41</b>	<b>45,39</b>	<b>45,43</b>
10	18	57,70	48,49	<b>51,52</b>	<b>51,49</b>	<b>51,54</b>
11	20	59,32	54,67	<b>58,13</b>	<b>58,10</b>	<b>58,16</b>
12	22	66,34	61,37	<b>65,31</b>	<b>65,28</b>	<b>65,36</b>
13	24	79,76	68,62	<b>73,11</b>	<b>73,08</b>	<b>73,18</b>
14	26	81,59	76,49	<b>81,61</b>	<b>81,59</b>	<b>81,71</b>

Анализ полученных данных, приведенных в табл. 2.2, показывает, что численные величины энтальпии насыщенного воздуха, рассчитанные по формулам Б, А, III; Б, А, IV; Б, А, V (они выделены шрифтом), практически имеют равные значения (относительная ошибка не превышает 0,14 % [83]). Следовательно, эти уравнения можно рекомендовать для инженерных расчетов как энтальпии насыщенного воздуха, так температуры мокрого термометра воздуха.

Для практических расчетов и облегчения пользования данными уравнениями построена зависимость  $t_M = f(I)$  (рис. 2.2).

Известно [55, 129], что при изоэнтальпийном увлажнении и охлаждении воздушного потока водой в контактном аппарате температура рециркуляционной воды стабилизируется на уровне температуры мокрого термометра воздуха, что позволяет рассчитать энтальпию воды  $I_w$ .

$$I_w = c_w t_M, \quad (2.5)$$

где  $c_w = 4,186$  кДж/(кг·К) – удельная теплоемкость воды [136].

Для установления зависимости  $I_w = f(I)$  выразим  $t_M$  из уравнения (2.5) и подставим его в уравнение (2.4). После преобразования получим:

$$I = 0,24 \cdot I_w + (950425 + 167,27 \cdot I_w) \frac{A}{P - A}, \quad (2.6)$$

где

$$A = \exp \left[ \frac{17,5 \cdot I_w}{1009,66 + I_w} \right]; \quad (2.7)$$

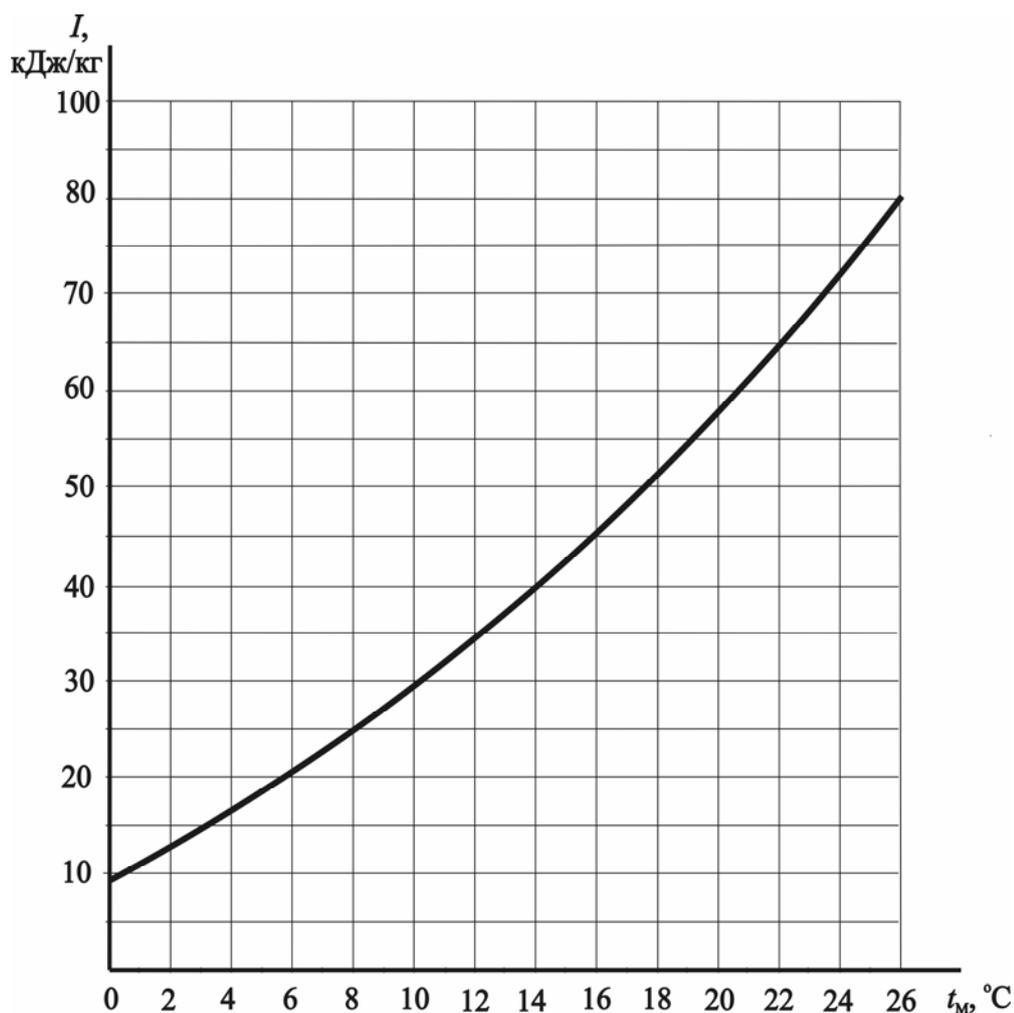


Рис. 2.2. Графическая зависимость энтальпии насыщенного воздуха от температуры мокрого термометра воздуха при  $P = 99$  кПа

Графическая зависимость  $I_w = f(I)$  приведена на рис. 2.3. Она построена на основе уравнения (2.6).

Анализ графика, приведенного на рис. 2.3, позволяет сделать вывод, что соотношение удельной энтальпии рециркуляционной воды и удельной энтальпии воздушного потока при адиабатическом увлажнении воздуха в контактном аппарате устойчиво выше единицы, начиная с энтальпии воздуха  $I = 18 \dots 20$  кДж/кг. Это условие также соблюдается при  $t_M > 5,8$  °C (рис. 2.2).

Представленные уравнения и графические зависимости предлагаются использовать для определения (расчета) исходной энтальпии, влагосодержания и давления водяных паров в насыщенном состоянии, если известна температура мокрого термометра воздуха при данном барометрическом давлении.

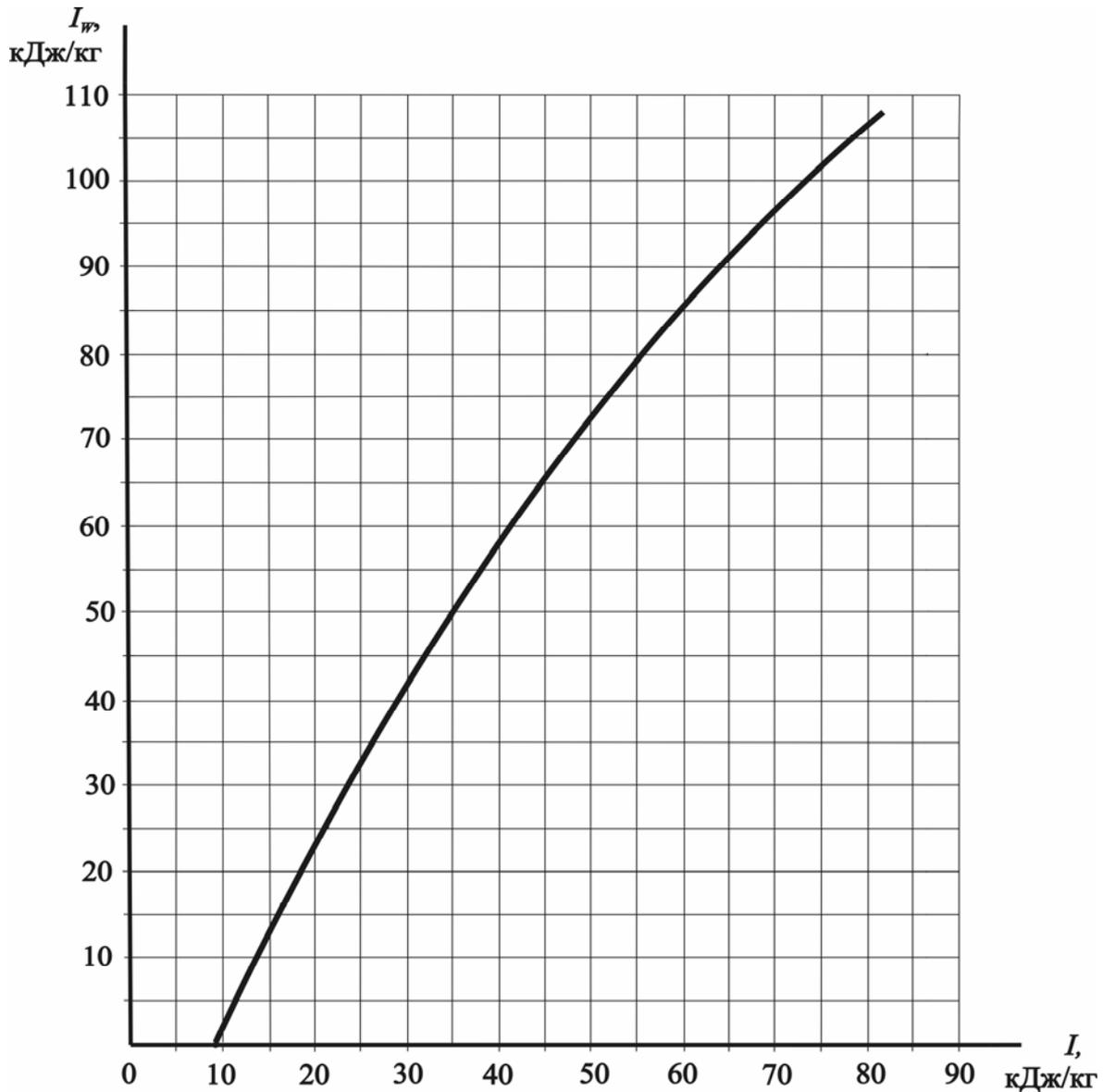


Рис. 2.3. Графическая зависимость энтальпии рециркуляционной воды от энтальпии воздушного потока при адиабатическом увлажнении воздуха в контактном аппарате при  $P = 99$  кПа

Анализ уравнений (2.4–2.6) позволяет сделать вывод, что температура мокрого термометра воздуха является высокоинформативным параметром по сравнению с температурой воздуха по сухому термометру.

Полученные автором аналитические и графические зависимости рекомендуются для использования при совершенствовании методики расчета контактных аппаратов для тепловлажностной обработки воздуха водой.

## 2.2. Разработка методики расчета контактных устройств при обработке воздуха водой на основе числа единиц переноса

Анализ существующих методов расчета камер форсуночного распыления и других контактных аппаратов (гл. 1) показывает, что в их основе применяются эмпирические зависимости, полученные при проведении экспериментальных исследований процессов на лабораторных стендах [55, 116, 174, 192].

Таким образом, использование предлагаемых эмпирических формул корректно только для подобных условий, т.е. для исследованных режимных и конструктивных параметров данного оборудования.

Применение для расчета контактных аппаратов тепловлажностной обработки воздуха базовых уравнений тепломассообмена в большинстве случаев затруднено из-за невозможности прямого определения величины поверхности тепломассопереноса [56, 181, 193].

В диссертации предлагается использовать метод оценки эффективности работы контактных аппаратов для тепловлажностной обработки воздуха с помощью чисел единиц переноса, описание которого приведено в разделе 1.4, для их конструктивного и поверочного расчета.

Также в диссертации предлагается для определения числа единиц переноса применить графические методы, разработанные для расчета массообменных процессов химической технологии, в частности, метод графического интегрирования [96, 97].

Данный метод включает следующие этапы [32]:

- *этап 1 – построение рабочей и равновесной линий процесса* в соответствующей системе координат.

В качестве системы координат предлагается использовать *I-d*-диаграмму влажного воздуха [9, 180]. Для контактных аппаратов графическими построениями на *I-d*-диаграмме являются кривая насыщенного воздуха  $\varphi = 100\%$  (равновесная линия); прямая линия процесса, характеризующая тепловлажностную обработку воздуха (рабочая линия).

На рис. 2.4, 2.6 представлены графические построения на *I-d*-диаграмме влажного воздуха для определения рабочих и равновесных величин [32, 37];

- *этап 2 – построение графической зависимости  $\frac{1}{Y - Y^*} = f(Y)$*  на основе рабочей и равновесной линий процесса (рис. 2.5).

Здесь  $Y, Y^*$  – соответственно, рабочие и равновесные параметры, характеризующие состояние воздушного потока при тепловлажностной обработке воздуха.

В качестве рабочих и равновесных параметров в работе предлагается определять [28, 32, 37]:

- температуру (для оценки явного теплообмена);
- энтальпию (для оценки полного теплообмена);
- парциальное давление водяного пара, влагосодержание (для оценки массообменного процесса);

• этап 3 – определение числа единиц переноса  $n_t$  или  $N_t$ , или  $n_p$  по уравнениям:

$$n_t = \int_{t_2}^{t_1} \frac{dt}{t - t^*} = f \cdot m_1 \cdot m_2; \quad (2.8)$$

$$N_t = \int_{I_2}^{I_1} \frac{dI}{I - I^*} = F \cdot m_3 \cdot m_4; \quad (2.9)$$

$$n_p = \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{p - p^*} = f_p \cdot m_5 \cdot m_6, \quad (2.10)$$

- где
- $t, t^*$  – соответственно, рабочая (текущая) и равновесная температура воздуха, °С (рис. 2.4,а);
  - $I, I^*$  – соответственно, рабочая (текущая) и равновесная энтальпия воздуха, кДж/кг (рис. 2.4,б);
  - $p, p^*$  – соответственно, рабочее (текущее) и равновесное парциальное давление водяных паров в воздушном потоке, кПа (рис. 2.6);
  - $f, F, f_p$  – площадь криволинейной трапеции в принятых величинах;
  - $m_1, m_2; m_3, m_4; m_5, m_6$  – соответственно, масштабы измеряемых величин по оси абсциссы и ординаты (рис. 2.5).

В качестве базового варианта на рис. 2.4,а приведено построение адиабатического (изоэнтальпийного) процесса охлаждения и увлажнения воздуха в виде прямой 1–2. Точка 1 характеризует начальное состояние воздуха, т.е. на входе в контактный аппарат, точка 2 отвечает конечному состоянию воздуха, т.е. на выходе из аппарата.

Здесь же (рис. 2.4,а) схематично в виде стрелок показано определение равновесных значений температуры воздуха для точек 1, 2 и для промежуточных X – точек; определение рабочих и равновесных значений энтальпии воздуха приведено на рис. 2.4,б.

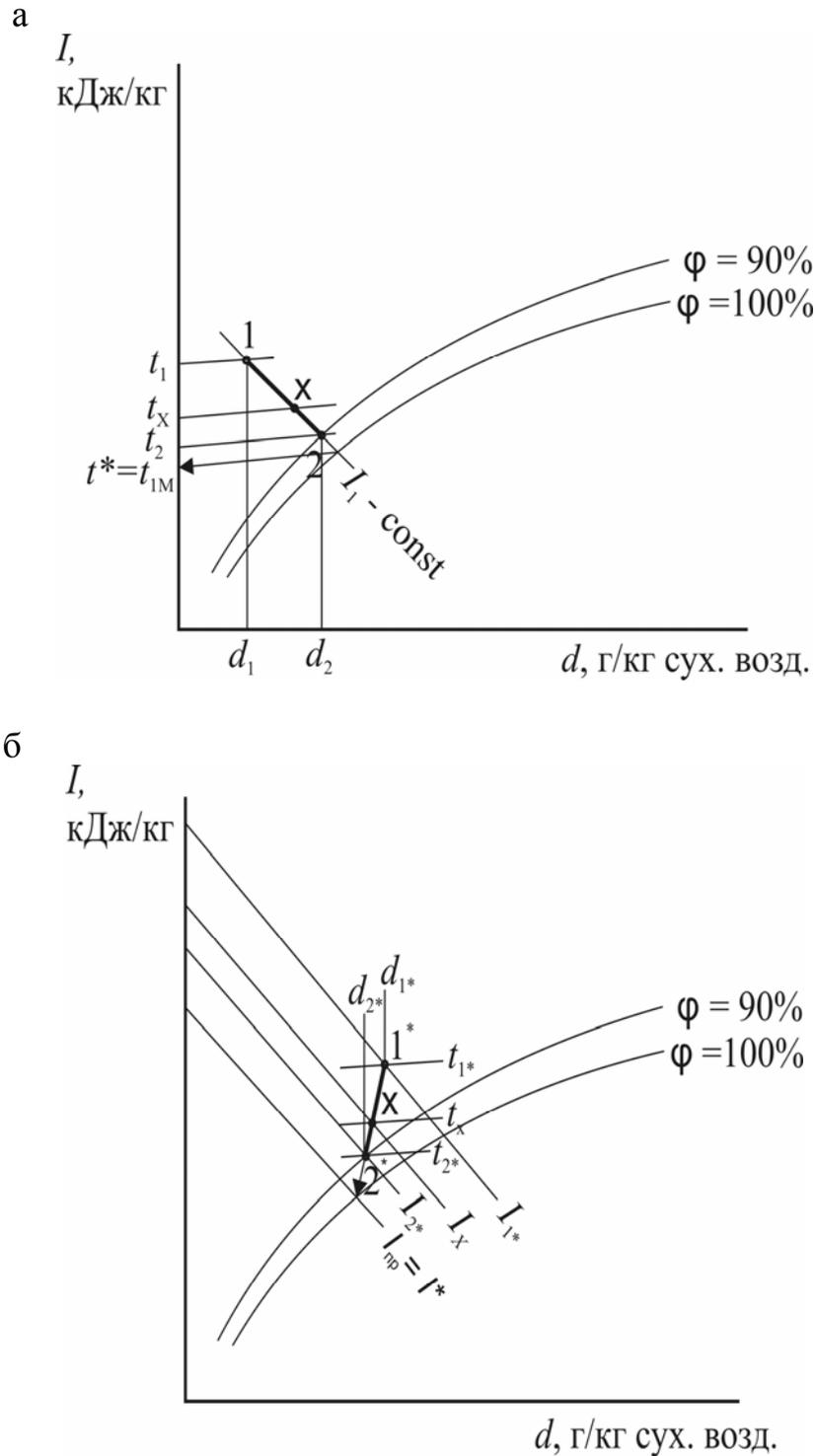


Рис. 2.4. Определение равновесных значений температуры ( $t^*$ ) и равновесных значений энтальпии воздуха ( $I^*$ ):  
 а – адиабатическое увлажнение и охлаждение воздуха;  
 б – осушение и охлаждение воздуха в политропических условиях

На основе этих данных строятся графические зависимости

$$1 / (t - t^*) = f(t); \quad 1 / (I - I^*) = f(I).$$

Они представлены на рис. 2.5.

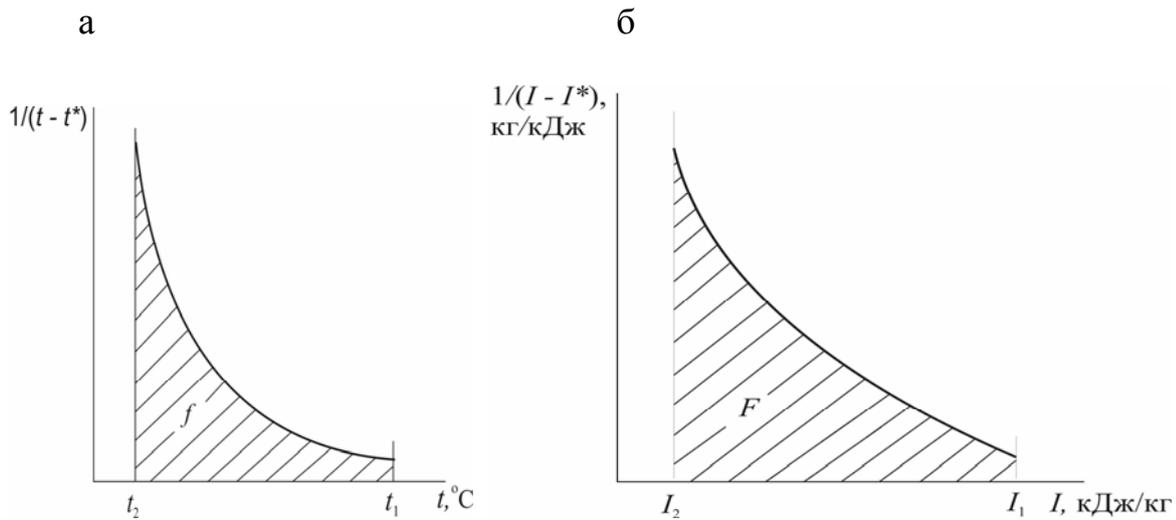


Рис. 2.5. Графические зависимости к определению числа единиц переноса: а – зависимость  $1/t - t^* = f(t)$ ; б – зависимость  $1/P - P^* = f(P)$

Определение равновесных парциальных давлений водяного пара при увлажнении и осушении воздуха в диссертации рекомендуются осуществлять на основе графических построений на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха, приведенных на рис. 2.6.

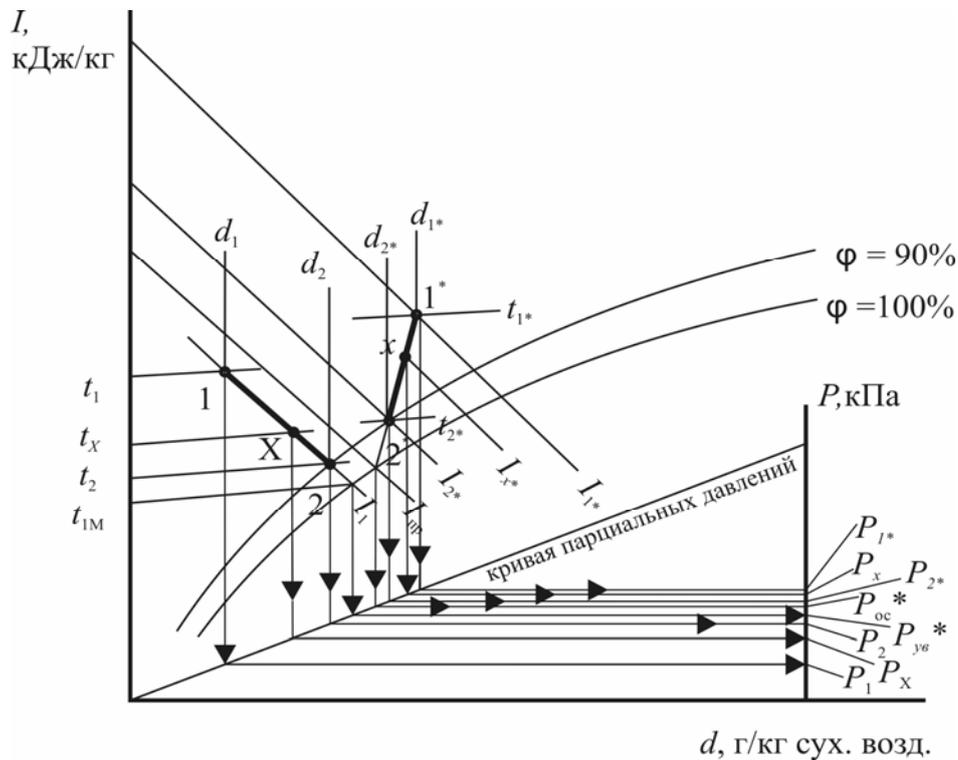


Рис. 2.6. Графические построения для определения рабочих и равновесных парциальных давлений водяного пара в режиме адиабатического увлажнения (линия 1–2), политропического осушения воздуха (линия 1\*–2\*) в контактном аппарате

Для графического построения на рис. 2.6 приняты следующие обозначения:  $P_1, P_2, P_x$  – рабочие парциальные давления водяного пара в режиме адиабатического увлажнения воздуха, кПа;  $P_{ув}^*$  – равновесное парциальное давление водяного пара в режиме адиабатического увлажнения воздуха, кПа;  $P_1^*, P_2^*, P_x^*$  – рабочие парциальные давления водяного пара в режиме политропического осушения воздуха, кПа;  $P_{ос}^*$  – равновесное парциальное давление водяного пара при осушении воздуха, кПа.

В результате анализа полученных данных, представленных на рис. 2.6, осуществляют построение графической зависимости  $\frac{1}{P - P^*} = f(P)$  для рассматриваемых режимов тепловлажностной обработки воздуха ( типовые построения для теплообмена приведены на рис. 2.5).

В диссертационной работе автор предлагает для определения кинетических коэффициентов (теплоотдачи и массоотдачи) в уравнениях (1.48–1.51) использовать теорию подобия с применением тепловых и диффузионных критериев подобия [100, 129, 134].

$$\alpha = Nu \frac{\lambda}{l}; \quad (2.11)$$

$$\beta = Nu' \frac{D}{l}, \quad (2.12)$$

где  $l$  – определяющий линейный размер, м;

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·К);

$D$  – коэффициент диффузии водяных паров в воздухе, м<sup>2</sup>/с;

$Nu, Nu'$  – соответственно, критерий Нуссельта для теплового и диффузионного (массообменного) процесса [96].

Критерии Нуссельта определяют по критериальным уравнениям, приведенным в [68, 72, 88, 107]. Так, в данной работе предлагается использовать для расчета тепло- и массообмена с поверхности капель в условиях вынужденной конвекции следующие уравнения (при  $Re = 1 \dots 220$ ) [129]:

$$Nu = 2 + 1,07Re^{0,48}Pr^{0,33}Gu^{0,175}; \quad (2.13)$$

$$Nu' = 2 + 0,85Re^{0,52}(Pr')^{0,33}Gu^{0,135}, \quad (2.14)$$

где  $Re$  – критерий Рейнольдса;

$Pr, Pr'$  – критерий Прандтля тепловой и диффузионный, соответственно;

$Gu$  – критерий Гухмана.

Определяющие критерии предлагается вычислять по формулам:

$$Re = \frac{v \cdot l \cdot \rho}{\mu} = \frac{v \cdot l}{\nu}; \quad (2.15)$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot c}{\lambda} = \frac{\nu}{a}; \quad (2.16)$$

$$Gu = \frac{T_c - T_m}{T_c}; \quad (2.17)$$

$$Pr' = \frac{\mu \cdot \rho}{D}, \quad (2.18)$$

где  $v$  – линейная скорость воздушного потока, м/с;

$\rho$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;

$\mu$ , – динамический коэффициент вязкости воздуха, Па·с;

$\nu$  – кинематический коэффициент вязкости воздуха, м<sup>2</sup>/с

$c$  – удельная теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К);

$a$  – коэффициент температуропроводности воздуха, м<sup>2</sup>/с;

$T_c$  – температура воздушного потока по сухому термометру, К;

$T_m$  – температура воздушного потока по мокрому термометру, К

Проведенный в работе анализ позволил обобщить критериальные уравнения для расчета тепломассообмена в процессе испарения воды с поверхности тел в поток воздуха (табл. 2.3) [32, 89].

Т а б л и ц а 2.3

Критериальные уравнения для расчета тепломассообмена  
в процессе испарения воды с поверхности тел в поток воздуха

Номер	Автор, год опубликования	Вид критериального уравнения
1	2	3
1	Ю. Кришер	$Nu = 0,8 \cdot Re^{0,5}$
2	Д. Вырубов, 1969	$Nu = 2 + 0,03 \cdot Re^{0,54}$
3	А. Сокольский, Ф. Тимофеева	$Nu = 2 + 0,16 \cdot Re^{0,67}$
4	Польгаузен	$Nu = 0,664 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,33}$
5	Н Фреслинг, 1938; Р. Дрейк, 1961	$Nu = 2 + 0,45 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,33}$
6	Е. Джиллиленд, Т. Шервуд, 1934; с поправкой К. Беннетта, 1966	$Nu' = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot (Pr')^{0,33}$
7	С. Ильина, 2009	$Nu = C' \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,44}$

Окончание табл. 2.3

1	2	3
8	Б. Кацнельсон, Ф. Тимофеева, 1948	$Nu = 2 + 0,03 \cdot Re^{0,54} \cdot Pr^{0,33} + 0,35 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,356}$
9	С. Кутателадзе, 1957	$Nu = 2 + 0,03 \cdot Re^{0,54} \cdot Pr^{0,33} + 0,35 \cdot Re^{0,58} \cdot Pr^{0,56}$
10	В. Исаченко и др., 1961	$Nu = 4,55 \cdot 10^{-3} \cdot Re^{0,8} \cdot K^{0,4}$
11	А. Фокин, В. Муштаев, 1969	$Nu = A + B \cdot (Re \cdot Pr^{0,33})$
12	А. Нестеренко, 1954	$Nu = 2 + 1,05 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,33} \cdot Gu^{0,175}$ $Nu' = 2 + 0,85 Re^{0,52} (Pr')^{0,33} Gu^{0,135}$

Требуемую поверхность теплообмена в контактном аппарате, отвечающую отрезку 1–2 (рис. 2.4,а), предлагается определять в соответствии с уравнением (1.48):

$$F = \frac{G \cdot c \cdot n_t}{\alpha} \quad (2.19)$$

Установлено, что требуемая поверхность массообмена для рассматриваемого процесса на основе уравнения (1.51) соответствует:

$$F = \frac{0,622 \cdot G \cdot n_m}{\beta_P \cdot P_{\bar{o}}} \quad (2.20)$$

Таким образом, разработанная методика расчета контактных аппаратов при обработке воздуха водой включает выполнение ряда последовательных операций, представленных на рис. 2.7.

Для полной оценки тепло- и массопереноса в аппаратах СКВ Стефанов Е.В. ввел понятие о совершенстве данного процесса [173]:

$$\xi^* = \frac{n_t}{n_m} \quad (2.21)$$

Процесс тепло- и массообмена в аппарате считается совершенным, если  $\xi^* = 1$ .

Отмечается [134], что на практике встречаются случаи, когда  $\xi^* \neq 1$ . Такие случаи возникают при различии площадей поверхности тепло- и массообмена.

Разработанная в диссертационной работе, методика расчета поверхности тепломассопереноса дополнительно позволяет проводить анализ различных ситуаций.

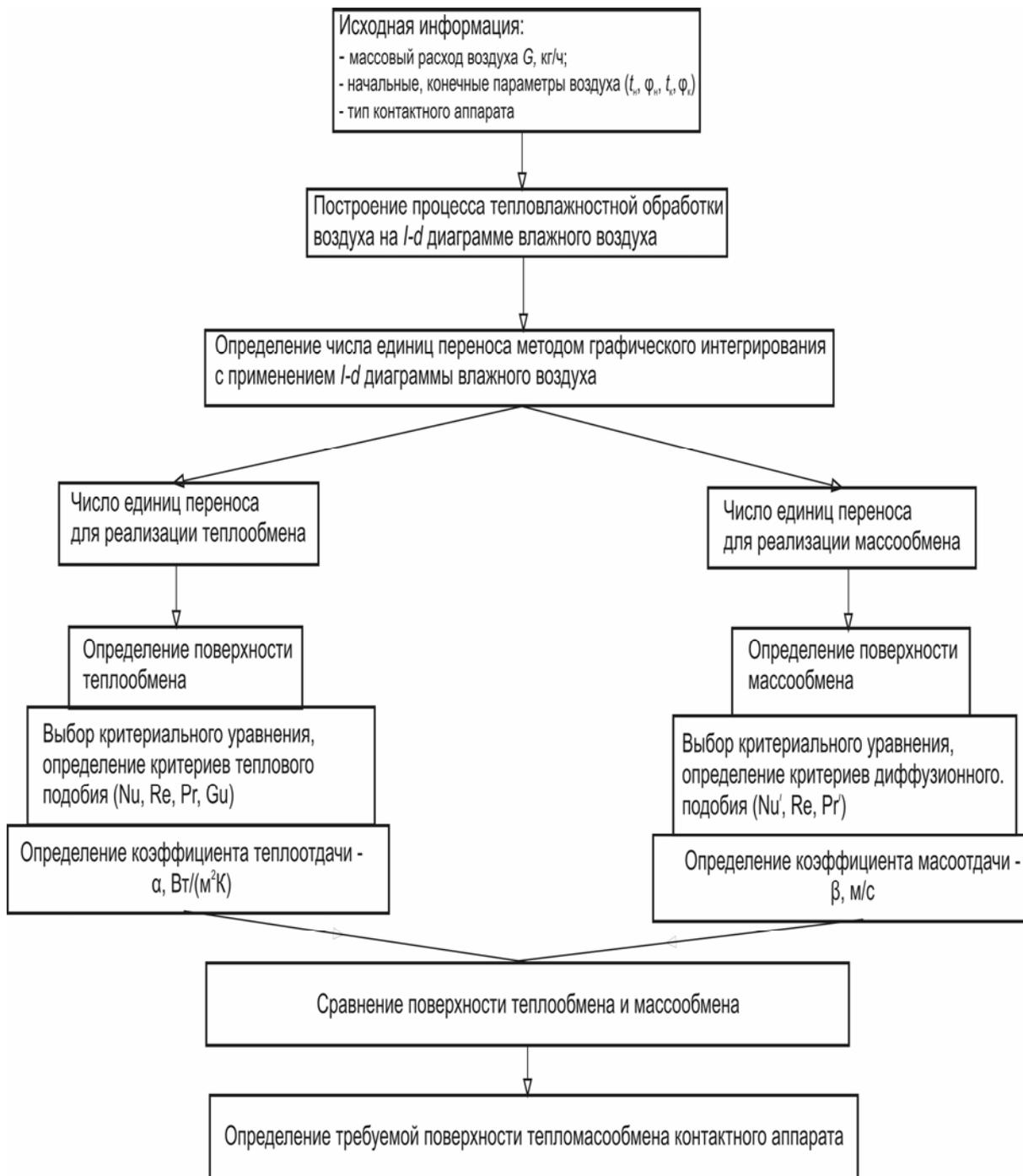


Рис. 2.7. Алгоритм расчета контактного аппарата при обработке воздуха водой на основе числа единиц переноса

### 2.3. Методика косвенной оценки определяющего линейного размера капель распыляемой воды (эффективного диаметра) механическими форсунками в потоке воздуха

При форсуночном распылении воды в контактном аппарате площадь тепломассопереноса определяется суммарной поверхностью ее капель. Факел распыла водяных капель характеризуется большой дисперсностью и зависит от ряда факторов (типа механической форсунки, рабочего давления воды перед форсункой, коэффициента орошения и др.).

Прямое определение площади тепломассопереноса исходя из дисперсности факела распыла является трудной задачей, точное решение которой невозможно из-за сложной аэродинамической обстановки в контактном аппарате.

В то же время применение предложенной выше методики определения поверхности тепломассопереноса контактного аппарата на основе числа единиц переноса (разд. 2.2) требует проводить количественную оценку определяющего линейного размера капель воды. В частности, данный параметр используется для расчета коэффициентов теплоотдачи, массоотдачи и критерия Рейнольдса (формулы (2.11), (2.12), (2.15)).

В работе представлено решение технической задачи по оценке размера водяной капли по упрощенной форме. Предлагается ввести следующий физический смысл в параметр, определяющий линейный размер капли воды как ее эффективный диаметр в контактном аппарате.

*Определяющий линейный размер капли воды  $l$*  – это среднестатистический диаметр водяных капель, которые образуются при диспергировании воды в воздушной среде и суммарная поверхность которых соответствует поверхности тепломассопереноса в контактном аппарате.

Данный параметр можно численно оценить для конкретных условий при форсуночном распылении воды в потоке воздуха, используя косвенный метод расчета.

В качестве исходных данных в работе предлагается использовать следующие режимные параметры и техническую характеристику процесса тепловлажностной обработки воздуха в контактном аппарате:

- расход воздушного потока (производительность ОКФ), кг/с;
- коэффициент орошения  $\mu$ , кг/кг;
- зависимость  $E_a = f(\mu)$  для данного контактного узла;
- зависимость  $F = f(\mu, d)$  при  $G = \text{const}$  (типовая зависимость приведена на рис. 1.9).

На рис. 2.8 представлена зависимость  $F = f(\mu, d)$  для области с увеличенным диаметром водяных капель в факеле распыла.

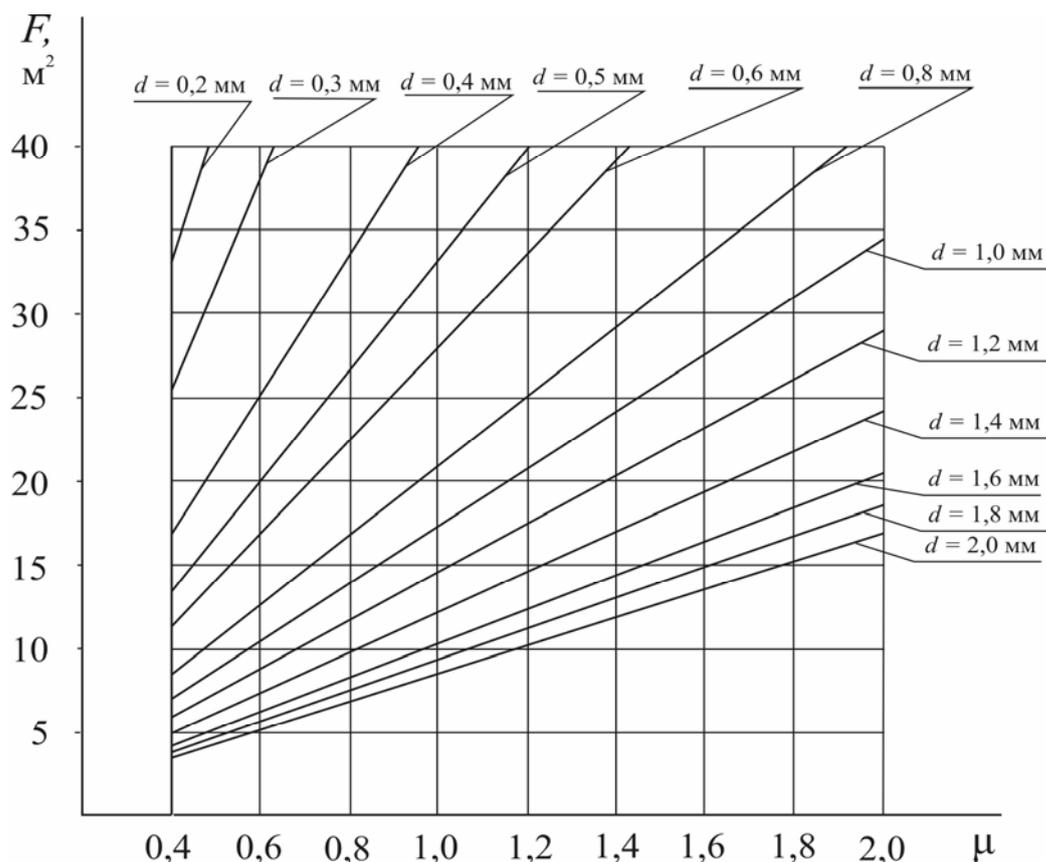


Рис. 2.8. Зависимость поверхности тепломассопереноса  $F$ ,  $\text{м}^2$ , от коэффициента орошения  $\mu$  и определяющего линейного размера каплей воды ( $d=l$ ) в факеле распыла механических форсунок в контактном аппарате при расходе воздуха  $G = 10000$  кг/ч (2,78 кг/с)

Расчет определяющего линейного размера каплей воды предлагается осуществлять методом последовательных приближений (метод итераций):

1. Строится графическая зависимость  $F = f(\mu, d)$  для соответствующей производительности контактного аппарата  $G$  (по типу рис. 2.8, 1.9).

2. Назначается численное значение определяющего линейного размера каплей распыляемой воды (эффективного диаметра)  $l = d_э = 0,1 \dots 2,0$  мм.

3. Рассчитывается площадь тепломассопереноса  $F$ ,  $\text{м}^2$ , согласно методике, описанной в разд. 2.2, для заданного режима работы контактного аппарата и при известном коэффициенте эффективности  $E_a$ .

4. Вычисляется численное значение коэффициента орошения  $\mu$  из предварительно найденной зависимости  $E_a = f(\mu)$  для данного контактного аппарата.

5. Оценивается требуемая поверхность каплей воды  $F_k$ ,  $\text{м}^2$ , для принятых значений  $\mu$  (п.4) и назначенных линейных размеров  $l$  (п.2).

6. Определяется отклонение (разность)  $\Delta F$  между расчетным значением площади тепломассопереноса  $F$  (п.3) и значением требуемой поверхности  $F_k$  (п.5).

7. С учетом отклонения  $\Delta F$  принимается другое значение величины определяющего линейного размера капель распыляемой воды (п.2).

8. Повторно выполняются расчеты по пп. 3, 5, 6, при этом каждый раз уменьшается  $\Delta F$ , т.е. несоответствие между расчетной  $F$ ,  $m^2$ , и его значением  $F_k$ ,  $m^2$ , по рис. 2.8, 1.9.

9. Определяющий линейный размер капель распыляемой воды  $l = d_э$ , мм, считается установленным при равенстве  $F = F_k$ , т.е. при  $\Delta F = 0$ .

Разработанная методика позволяет с достаточной точностью для инженерной практики рассчитать определяющий линейный размер капли воды (эффективный диаметр) в ОКФ для различных режимов работы.

Для уменьшения трудоемкости расчетов автором разработан программный продукт – ТВОВ-СК, позволяющий рассчитывать поверхность тепломассопереноса при различных режимах тепловлажностной обработки воздуха: при адиабатическом увлажнении и охлаждении воздуха, при его политропическом охлаждении и осушении (разд. 2.5).

## 2.4. Разработка методики расчета осушителей воздуха на основе твердых сорбентов

В системах кондиционирования для осушения воздуха в качестве базового оборудования применяются осушители на основе твердых сорбентов, т.е. адсорбентов. Типовые аппараты называют адсорберами. На практике широкое распространение получили адсорберы с неподвижным слоем адсорбента [96].

Эффективным адсорбентом водяных паров является силикагель, т.е. гидратированный аморфный кремнезем (разд.4.1). Для осушения воздуха применяют силикагель марки КСМ с размерами зерен 1...3 мм [48, 55, 211].

Конечным состоянием процесса адсорбции, как и других массообменных процессов, является равновесное состояние, в данном случае между влагосодержанием адсорбента и влагосодержанием осушаемого воздуха.

Зависимость равновесного влагосодержания силикагеля от параметров осушаемого воздуха приведена на рис. 2.9 [55].

Осушение воздуха силикагелем сопровождается выделением теплоты адсорбции и теплоты смачивания, что способствует повышению температуры рабочих тел, т.е. силикагеля и воздушного потока. При отводе теплоты из адсорбера процесс сорбции водяных паров может протекать изотермически, при отсутствии отвода теплоты процесс является изоэнтальпийным или адиабатическим, и луч процесса на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха изображают по линии  $I - \text{const}$  [9]. Особенности сорбционного процесса необходимо учитывать при применении методики расчета типового оборудования.

В то же время анализ методов расчета адсорберов с неподвижным слоем адсорбента показывает, что в качестве базовой кривой автоматически предлагается изотерма адсорбции, т.е. условия процесса не конкретизируются [96, 133, 144].

Очевидно, при изоэнтальпийном процессе осушения воздуха в качестве базовой кривой нужно использовать изоэнтальпу (адиабату) адсорбции.

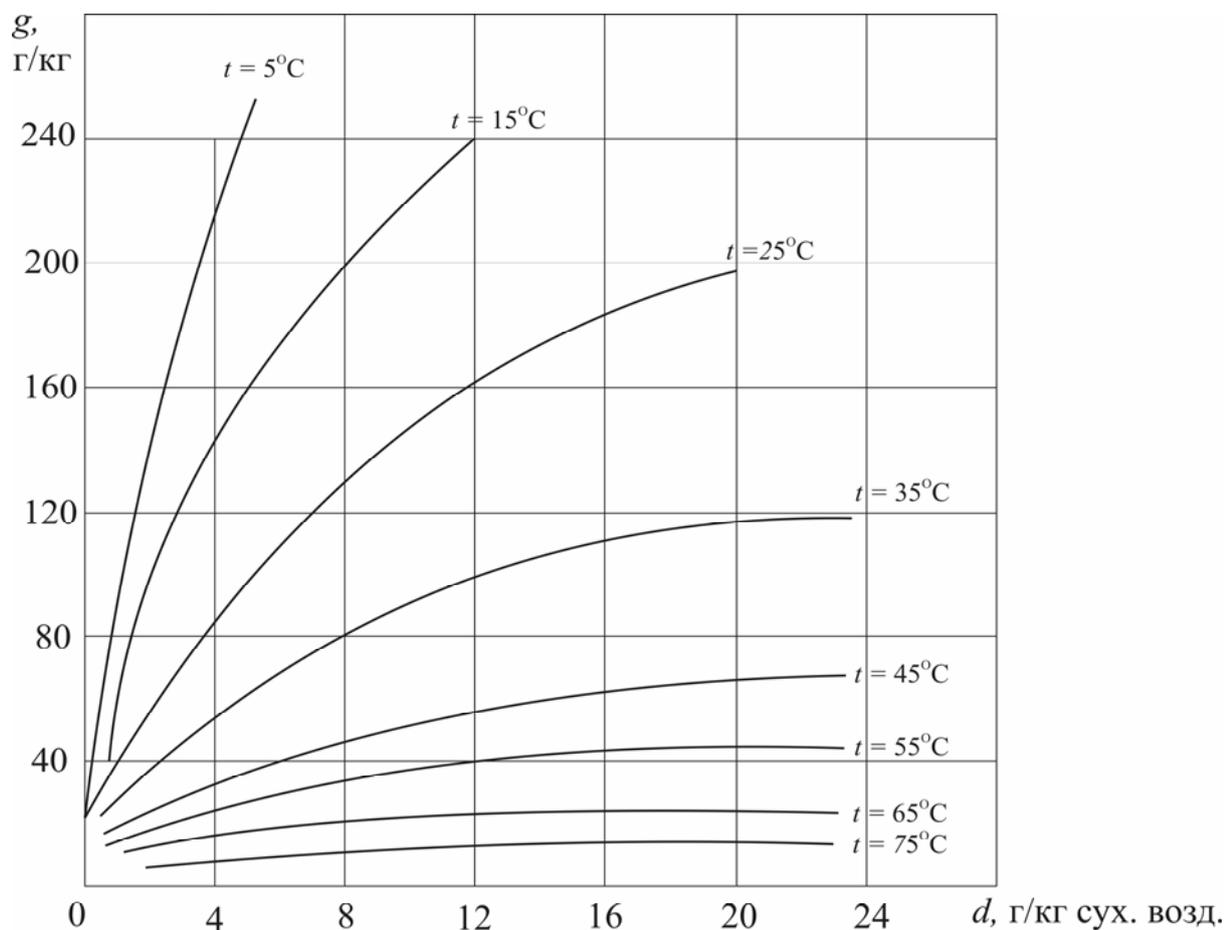


Рис. 2.9. Изотермы адсорбции процесса осушения воздуха силикагелем:  
 $g$  – равновесное влагосодержание силикагеля, г/кг;  
 $d$  – влагосодержание воздуха, г/кг сух. возд.;  $t$  – температура воздуха, °C

Для графического построения изоэнтальпы адсорбции водяных паров из воздушного потока силикагелем предлагается применить, разработанную автором диссертации, модифицированную  $I-d$ -диаграмму влажного воздуха, на которой дополнительно нанесены изолинии равновесного влагосодержания силикагеля марки КСМ.

Фрагмент разработанной модифицированной  $I-d$ -диаграммы приведен на рис. 2.10, ее общий вид – на рис. 2.11.

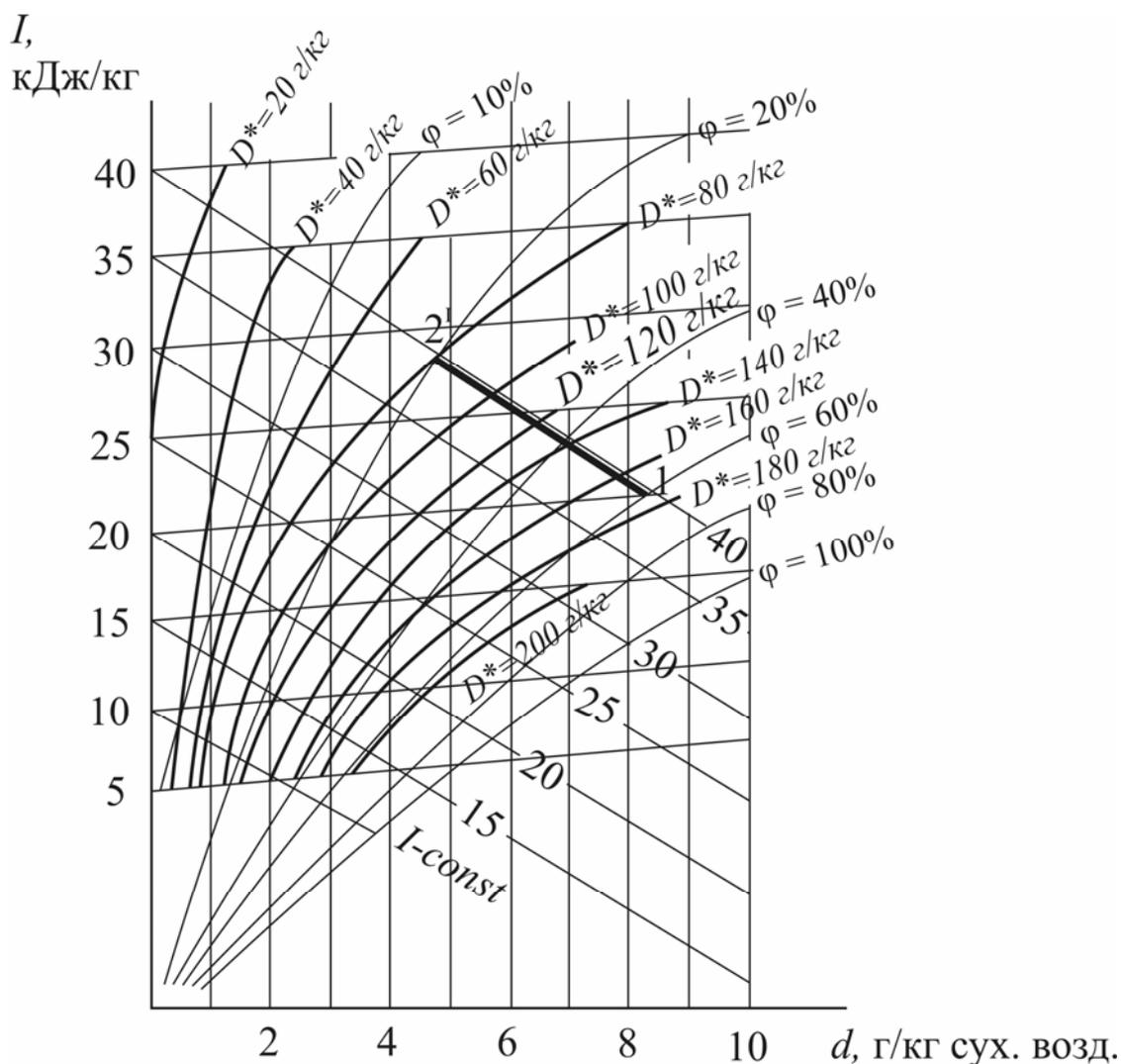


Рис. 2.10.  $I$ - $d$ -диаграмма влажного воздуха с изолиниями равновесного влагосодержания силикагеля:  
 $D^*$  – равновесное влагосодержание силикагеля, г/кг

В работе, на основе проведенных теоретических исследований, разработана инженерная методика расчета осушителей воздуха с применением твердых сорбентов.

Методика включает следующую последовательность операций.

1. *Задаются исходные данные* (адсорбер работает без отвода теплоты): расход воздуха для осушения  $G$ , кг/с; начальные параметры воздуха – температура  $t_1$ , °С, и относительная влажность  $\phi_1$ , %; или температура  $t_1$ , °С, и влагосодержание  $d_1$ , г/кг сух. возд.; или температура  $t_1$ , °С, и энтальпия  $I_1$ , кДж/кг, и т.д.; конечный параметр воздуха после осушения – температура  $t_2$ , °С, или влагосодержание  $d_2$ , г/кг сух. возд.).

2. *Строится процесс осушения воздуха на  $I$ - $d$ -диаграмме влажного воздуха*, например, отрезок прямой 1–2 (см. рис. 2.10).



3. Определяется диаметр адсорбера  $D_a$  [9, 96]:

$$D_a = \sqrt{\frac{G}{0,785 \cdot \rho \cdot v}} = \sqrt{\frac{L}{0785 \cdot v}}; \quad (2.22)$$

где  $\rho$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;

$v$  – скорость воздуха в сечении адсорбера, м/с ( $v = 0,25 \dots 0,50$  м/с) [55].

4. Определяется высота слоя сорбента (силикагеля):

$$H = n h, \quad (2.23)$$

где  $n$  – число единиц переноса,

$h$  – высота единицы переноса, м.

Число единиц переноса определяется методом графического интегрирования [5, 133]. Расчет производится по формуле

$$n = \int_{d_2}^{d_1} \frac{\partial(d)}{d - d^*}, \quad (2.24)$$

где  $d, d^*$  – текущее (рабочее) и равновесное влагосодержание осушаемого воздуха, г/кг сух. возд.

В соответствии с рекомендациями [9, 37, 40] на основе рис. 2.10 осуществляют построение равновесной линии (в данных условиях – изоэнтальпы адсорбции) и рабочей линии процесса (рис. 2.12).

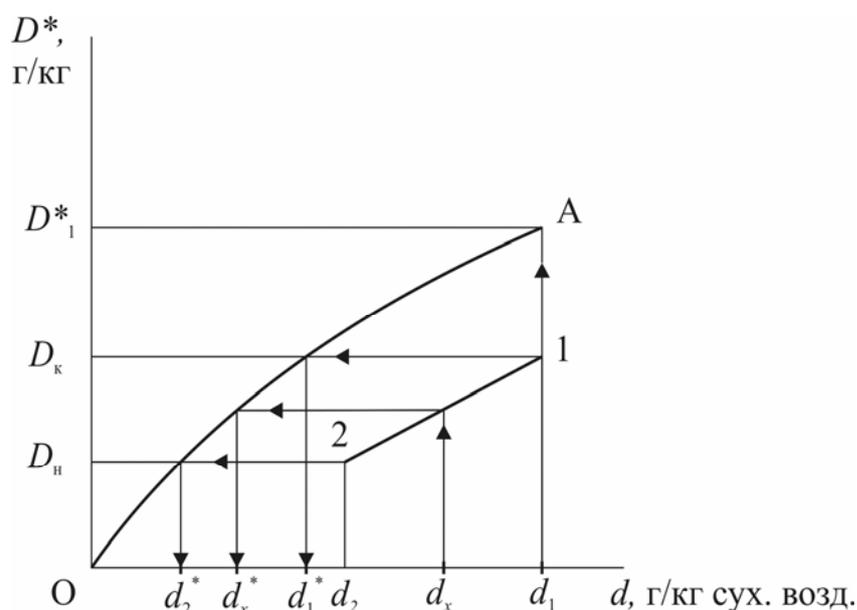


Рис. 2.12. Изоэнтальпа адсорбции (ОА) и рабочая линия процесса (1 – 2):  
 $d_i, d_i^*$  – соответственно, рабочие и равновесные влагосодержания воздуха, г/кг;  
 $D_i, D_i^*$  – соответственно, рабочие  
и равновесные влагосодержания силикагеля, г/кг

На рис. 2.12 показано в виде стрелок нахождение равновесных влажностей воздуха для соответствующих рабочих влажностей.

Для численного определения числа единиц переноса по формуле (2.26) строят графическую зависимость для осушения воздуха силикагелем:

$$\frac{1}{d-d^*} = f(d). \quad (2.25)$$

Общий вид графической зависимости приведен на рис. 2.13.

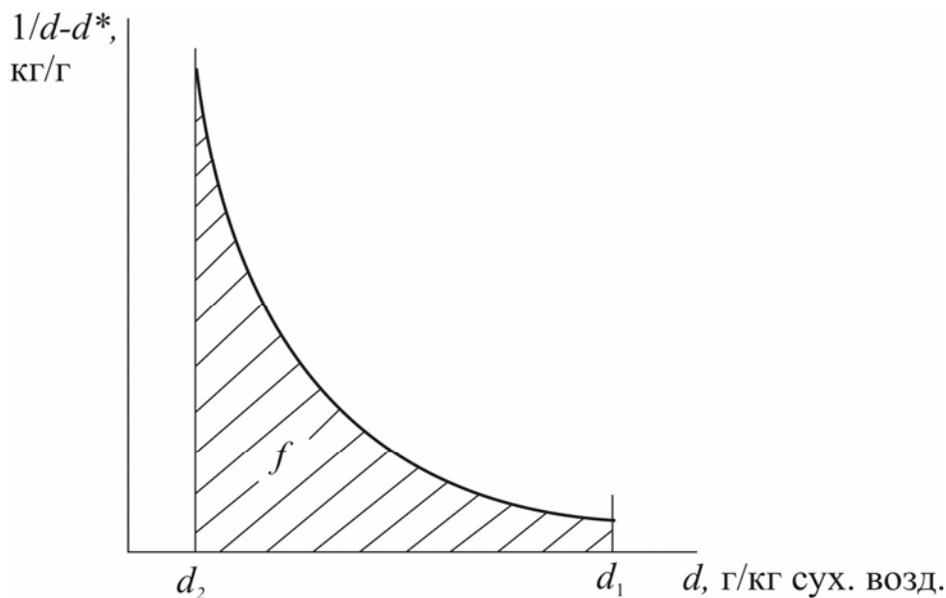


Рис. 2.13. Зависимость  $\frac{1}{d-d^*} = f(d)$

Число единиц переноса численно равно:

$$n = f \cdot M_1 \cdot M_2, \quad (2.26)$$

где  $f$  – площадь криволинейной трапеции;

$M_1, M_2$  – масштабы величин по оси абсцисс и ординат, соответственно (рис. 2.13).

Высота единицы переноса определяется по формуле

$$h = \frac{G}{S_c \cdot \beta_y}, \quad (2.27)$$

где  $S_c$  – площадь сечения слоя адсорбента,  $m^2$ ;

$\beta_y$  – объемный коэффициент массоотдачи в воздухе,  $s^{-1}$ .

$$S_c = 0,785 \cdot D_a^2; \text{ или } S_c = \frac{G}{\rho v};$$

$$\beta_y = \frac{\text{Nu}' \cdot D}{d_3^2}, \quad (2.29)$$

где  $D$  – коэффициент диффузии водяных паров в воздухе,  $\text{м}^2/\text{с}$  [136];

$d_3$  – эквивалентный диаметр зерна силикагеля,  $\text{м}$ ;

$\text{Nu}'$  – диффузионный критерий Нуссельта, определяется в зависимости от численного значения критерия Рейнольдса –  $\text{Re}$ :

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d_3 \cdot \rho}{\mu \cdot \varepsilon_n}, \quad (2.30)$$

где  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости воздуха,  $\text{Па} \cdot \text{с}$ ;

$\varepsilon_n$  – порозность неподвижного слоя адсорбента ( $\varepsilon_n = 0,4$  [62, 133]).

$$\text{При } \text{Re} < 2 \quad \text{Nu}' = 0,51 \cdot \text{Re}^{0,85} \cdot (\text{Pr}')^{0,33}; \quad (2.31)$$

$$\text{При } \text{Re} = 2-30 \quad \text{Nu}' = 0,725 \cdot \text{Re}^{0,47} \cdot (\text{Pr}')^{0,33}; \quad (2.32)$$

$$\text{При } \text{Re} > 30 \quad \text{Nu}' = 0,395 \cdot \text{Re}^{0,64} \cdot (\text{Pr}')^{0,33}. \quad (2.33)$$

Диффузионный критерий Прандтля –  $\text{Pr}'$  рассчитывают по формуле

$$\text{Pr}' = \frac{\mu}{\rho \cdot D}. \quad (2.34)$$

Предлагается [110] аэродинамическое сопротивление слоя сорбента  $\Delta P_c$ ,  $\text{Па}$ , определять по формуле

$$\Delta P_c = (150 \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3 d_3^2} \mu v + 1,75 \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3 d_3} \rho v^2) H. \quad (2.35)$$

Продолжительность адсорбции  $\tau$ ,  $\text{с}$  определяют по формулам, приведенным в [9, 136]:

$$\sqrt{\tau} = \sqrt{\frac{X_1^*}{v d_1}} \sqrt{H} - b \sqrt{\frac{X_1^*}{\beta_y d_1}}, \quad (2.36)$$

где  $X_1^*$  – равновесное количество адсорбируемого вещества,  $\text{кг}/\text{кг}$  (принимается по изотерме адсорбции и умножается на начальную плотность адсорбента).

По вычисленному диаметру адсорбера  $D$  и высоте слоя сорбента  $H$  определяют другие его конструктивные размеры (общую высоту, высоту крышек аппарата и т.д.) [133].

## 2.5. Разработка программного продукта для расчета тепловлажностной обработки воздуха

На основе предложенной методологии (разд. 2.1, 2.2) разработан пакет прикладных программ (ППП) в среде программирования Delphi 7, обладающей широким инструментарием для работы с графикой [34].

В качестве базовых данных в программном продукте для изолиний *I-d*-диаграммы влажного воздуха применены известные уравнения [60, 130, 180], и уравнение (2.4):

$$I_M = 1,006t_M + (2500 + 1,8t_M)0,622 \frac{611,2 \exp \left[ \frac{17,504t_M}{241,2 + t_M} \right]}{P - 611,2 \exp \left[ \frac{17,504t_M}{241,2 + t_M} \right]}.$$

Программа ТВОВ-СК предлагается для расчета и построения процессов тепловлажностной обработки воздуха на *I-d*-диаграмме влажного воздуха на стадии проектирования центральных систем кондиционирования.

Разработанная программа позволяет осуществлять расчеты необходимой (требуемой) поверхности теплообмена контактного аппарата для тепловлажностной обработки воздуха, работающего в различных режимах.

Программа ТВОВ-СК состоит из двух модулей.

**Модуль 1** позволяет:

- производить выбор схемы кондиционирования для теплого и холодного периода года (прямоточная схема, схема с рециркуляцией воздуха);
- осуществлять расчет тепла, холода, расход воды в СКВ;
- производить построение схем процессов обработки воздуха на *I-d*-диаграмме влажного воздуха для теплого и холодного периодов года.

Схемы процессов кондиционирования могут быть представлены в виде отдельных фрагментов или на поле всей *I-d*-диаграммы влажного воздуха.

**Модуль 2** позволяет:

- рассчитывать требуемую поверхность теплообмена контактного аппарата форсуночного или сотового увлажнения при реализации процессов:
  - а) адиабатического увлажнения и охлаждения воздуха;
  - б) политропического охлаждения и осушения воздуха.

**Порядок пользования программой ТВОВ-СК**

а) Модуль 1

1. *Запуск программы* осуществляется нажатием кнопки ТВОВ-СК.

В открывшемся окне меню выбирают режим «расчет», выделяют кнопку «СКВ» (вход в систему расчета и построение схем обработки воздуха в СКВ).

Другая кнопка – «поверхность теплообмена» используется при реализации модуля 2, т.е. расчета поверхности контактного аппарата, и работа с ней рекомендуется после завершения работы с модулем 1.

2. *Ввод исходных данных.* В окна таблицы вводятся параметры для теплого периода:

$t_H, I_H$  – температура, °С, и энтальпия, кДж/кг наружного воздуха;

$t_B, \varphi_B$  – температура, °С, и относительная влажность, % внутреннего воздуха;

$Q_P, Q_Y$  – теплоизбытки полной и явной теплоты в помещении в теплый период, Вт, соответственно;

$\Sigma W$  – влагоизбытки в помещении в теплый период, кг/ч;

линейные размеры помещения (длина, ширина, высота), м;

высота рабочей зоны, м;

$\Delta t_{\text{доп}}$  – допустимая разность температур, °С,

$G_H$  – расход наружного воздуха, кг/ч;

длина приточного воздуховода (менее 50 м, более 50 м);

барометрическое давление (99 или 101 кПа);

наличие (отсутствие) вредных веществ в удаляемом воздухе;

ухудшение архитектурно-планировочных решений здания («да», «нет» – флажок в окне).

Все десятичные цифры следует вводить с запятой.

3. *Расчет СКВ.* Осуществляется нажатием кнопки «Рассчитать».

Результаты расчета представляются в виде таблицы. Выходными данными являются: расход и температура приточного воздуха, температура удаляемого воздуха, расход тепла в первом и втором воздухонагревателе, расход холода, количество выпавшего конденсата, а также тип схемы СКВ.

Также есть окна с командами:

«показать график» – для просмотра схемы СКВ на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха для теплого периода;

«показать исходные данные» – вернуться к исходным данным;

«закреть» – для закрытия программы;

«рассчитать холодный период» – для определения расчетных данных в холодный период и построения процесса обработки воздуха на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха.

4. *Для расчета холодного периода* в окна таблицы вводятся параметры для данного периода:

–  $t_H, I_H$  – температура, °С, и энтальпия, кДж/кг наружного воздуха;

–  $t_B, \varphi_B$  – температура, °С, и относительная влажность, %, внутреннего воздуха;

$Q_P, Q_Y$  – теплоизбытки полной и явной теплоты в помещении, Вт, соответственно;

$\Sigma W$  – влагоизбытки в помещении, кг/ч.

Все десятичные цифры следует вводить с запятой, но не с точкой.

После команды «Рассчитать» появляется таблица с выходными данными: расход и температура приточного воздуха, температура удаляемого воздуха, расход тепла в первом и втором воздухонагревателях, расход воды на увлажнение воздуха, а также тип схемы СКВ.

Также есть окна с командами:

«показать график» – для просмотра схемы СКВ на  $I-d$  диаграмме влажного воздуха для холодного периода;

«показать исходные данные» – вернуться к исходным данным;

«закрыть» – для закрытия программы.

## б) Модуль 2

### 1. Ввод исходных данных.

После запуска программы ТВОВ-СК в открывшемся окне меню нажимают «расчет», выделяют кнопку «поверхность теплообмена». В окна таблицы теплообмен вводятся режимные параметры для контактного аппарата: температура и энтальпия воздуха на входе и выходе, тип контактного аппарата (форсуночного или сотового типа), барометрическое давление, средний размер капель (для форсуночного распыления) или определяющий линейный размер (для сотового увлажнителя), расход воздуха, скорость воздуха в контактном аппарате.

2. *Расчет требуемой поверхности теплообмена* осуществляется нажатием кнопки «Рассчитать». Появляется таблица с выходными данными: число единиц переноса, поверхность теплообмена.

3. *Расчет требуемой поверхности массообмена* осуществляется нажатием кнопки «Рассчитать». Появляется таблица с выходными данными: число единиц переноса, поверхность массообмена.

На рис. 2.14 в качестве примера приведены результаты характерных расчётов для двух вариантов работы камеры форсуночного орошения:

а) режима адиабатического охлаждения (увлажнения) воздуха;

б) режима политропического охлаждения воздуха.

В качестве исходных данных приняты: начальная и конечная температура воздуха (а –  $t_n = 22$  °С и  $t_k = 18$  °С; б –  $t_n = 24$  °С и  $t_k = 17$  °С); начальная и конечная энтальпия воздуха (а –  $I_n = I_k = 47,2$  кДж/кг; б –  $I_n = 52$  кДж/кг,

$I_k = 44$  кДж/кг); определяющий линейный размер капель воды (эффективный диаметр)  $10^{-4}$  м; расход воздуха в обоих вариантах одинаковый и равен  $G = 1,66$  кг/с ( $6000$  м<sup>3</sup>/ч).

На рис. 2.14 показано, что для реализации адиабатического охлаждения воздуха поверхность тепломассопереноса определяется площадью массообмена и составляет  $2,39$  м<sup>2</sup>, для осуществления политропического охлаждения воздуха поверхность тепломассопереноса определяется процессом теплообмена и равна  $2,69$  м<sup>2</sup>.

Впервые разработанная методика позволяет независимо определять и сравнивать требуемые поверхности тепломассопереноса для реализации тепловых и массообменных процессов как в ручном режиме, так на персональном компьютере, а разработанный программный продукт дает возможность в удобном интерфейсе оперативно выбирать и анализировать возможные инженерные варианты по тепловлажностной обработке воздуха.

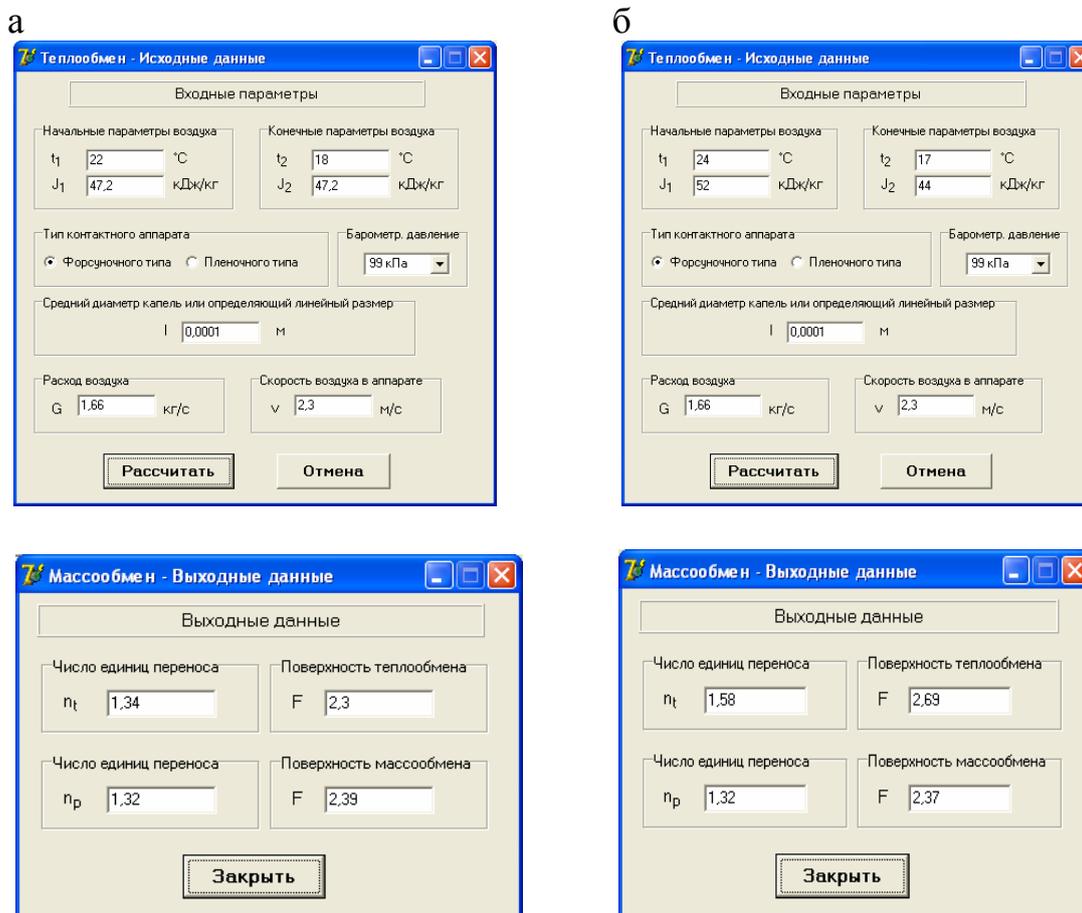


Рис. 2.14. Окна входных и выходных данных при расчёте площади тепломассопереноса в контактных аппаратах в различных режимах:  
 а – адиабатического увлажнения (охлаждения) воздуха ( $G = 1,66$  кг/с,  $t_1 = 22$  °C,  $I_1 = I_2 = 47,2$  кДж/кг,  $t_2 = 18$  °C); б – для осушения и охлаждения воздуха в политропических условиях ( $G = 1,66$  кг/с,  $t_1 = 24$  °C,  $I_1 = 52$  кДж/кг,  $t_2 = 17$  °C,  $I_2 = 44$  кДж/кг)

### 3. РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНЫХ ПРОЦЕССОВ И ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА ВОДОЙ

#### 3.1. Разработка универсального лабораторного стенда для экспериментальных исследований процессов тепловлажностной обработки воздуха

В системах кондиционирования воздуха большое распространение получили центральные кондиционеры, которые komponуются из различных технологических узлов в соответствии с проектными решениями обработки воздуха для конкретных условий [6, 64, 105, 161].

В качестве основного технологического узла центральный кондиционер имеет контактный аппарат для реализации тепло- и массообменных процессов: осушение и охлаждение воздуха, охлаждение и увлажнение воздуха, в том числе адиабатическое, изотермическое и др. (разд. 1.2).

С целью моделирования основных процессов тепломассообмена между воздухом и водой изготовлен и смонтирован универсальный лабораторный стенд для проведения экспериментальных исследований тепловлажностной обработки воздуха (рис. 3.1) [29, 114, 185].

В контактном узле 1, представляющем прямоугольный параллелепипед, размещены двенадцать механических форсунок 4. Форсунки закреплены с помощью резьбовых соединений на вертикальных трубах – стояках, которые, в свою очередь, магистральной трубой 8 жестко связаны со съемной крышкой 5 контактного узла.

Слева на выходе из контактного узла (камеры) расположен каплеуловитель 3 в виде гофрированной перегородки, справа на входе в камеру встроены дроссель – клапан 6.

Нижняя часть камеры – поддон 2 выполнен в виде емкости для воды. Справа к камере присоединен приточный воздуховод 9. Камера снабжена контуром для водяной линии, состоящей из фильтра 10, насоса 11, перепускной линии 12, ротаметра 13, манометра 14, гибкой подводки 15 и вентиляей  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $a_3$ ,  $a_4$ ,  $a_5$ . Передняя стенка камеры выполнена из прозрачного материала (оргстекло) для визуального наблюдения за работой контактного аппарата.

Для определения динамического давления воздушного потока в воздуховоде применяется комбинированный приемник давления, состоящий из трубки Пито-Прандтля 16 и микроманометра 17.

В качестве измерительных приборов для оценки технологических параметров воздушного потока в режимах тепловлажностной обработки воздуха использовались: комбинированный прибор ТКА-ПКТ-60 (термоанемометр, а также измеритель температуры и относительной влажности воздуха), микроманометр ММН-240, манометр дифференциальный МД1-2000, а также анемометры чашечный и крыльчатый, психрометр Ассмана [127]. Все приборы сертифицированы и прошли поверку в специализированной организации.

Общий вид основных измерительных приборов представлен на рис. 3.2.

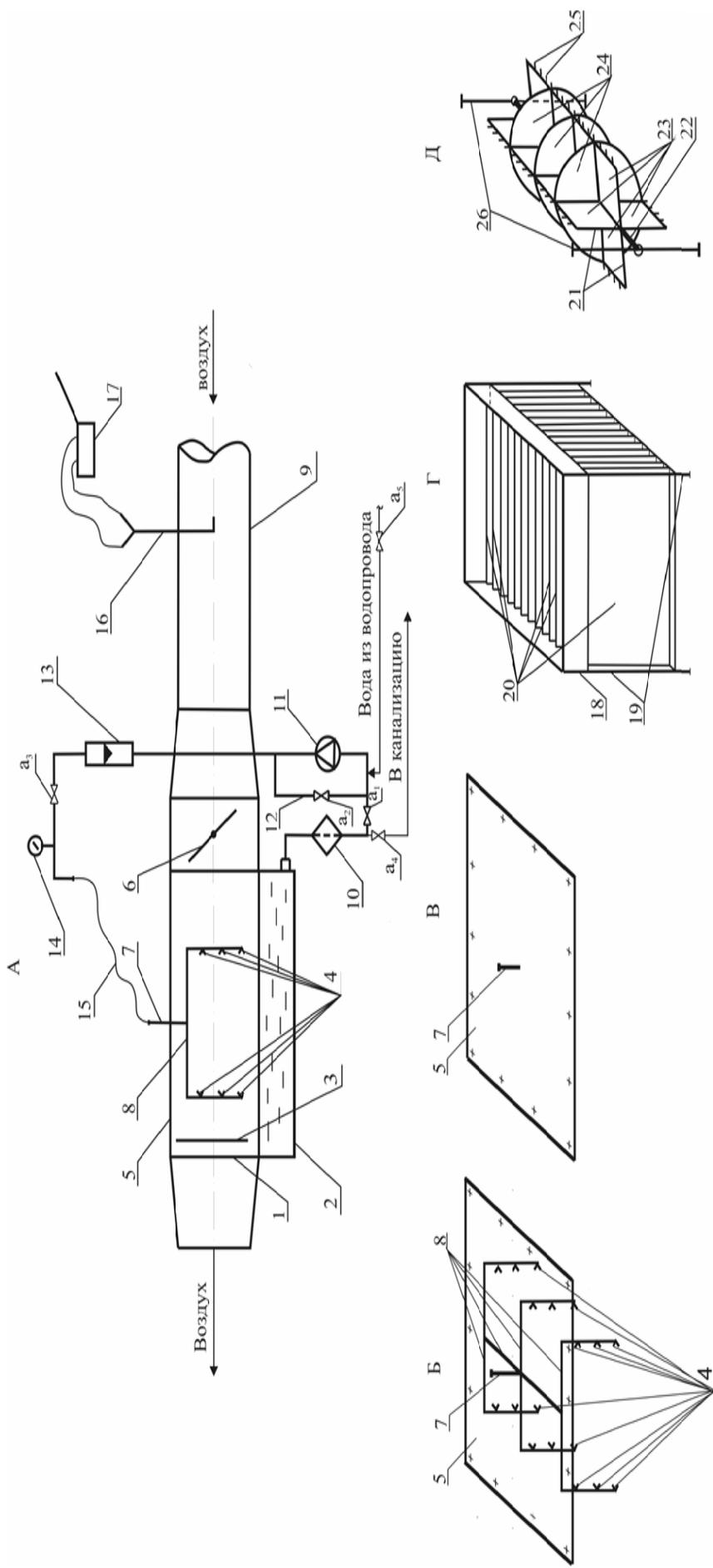


Рис. 3.1. Схема универсального лабораторного стенда:

А – контактный узел с воздухопроводом; Б, В – верхняя крышка в различных конструктивных исполнениях; Г – съемная кассета пленочного типа;

Д – съемная кассета роторного типа;

1 – корпус; 2 – поддон; 3 – каплеуловитель; 4 – форсунки; 5 – съемная крышка(ки); 6 – дроссель-клапан; 7 – штуцер для воды; 8 – магистральный трубопровод; 9 – воздуховод; 10 – фильтр для воды; 11 – насос; 12 – перепускная линия; 13 – манометр РС-5; 14 – манометр; 15 – гибкая подводка;

16 – комбинированный приемник давления; 17 – микроманометр ММН; 18 – распределитель для воды; 19 – опорные штанги; 20 – листовая насадка; 21 – крестообразная турбина; 22 – ось; 23 – лопасти турбины из гироскопичного материала; 24 – сегменты из гироскопичного материала; 25 – билы; 26 – опорные стойки

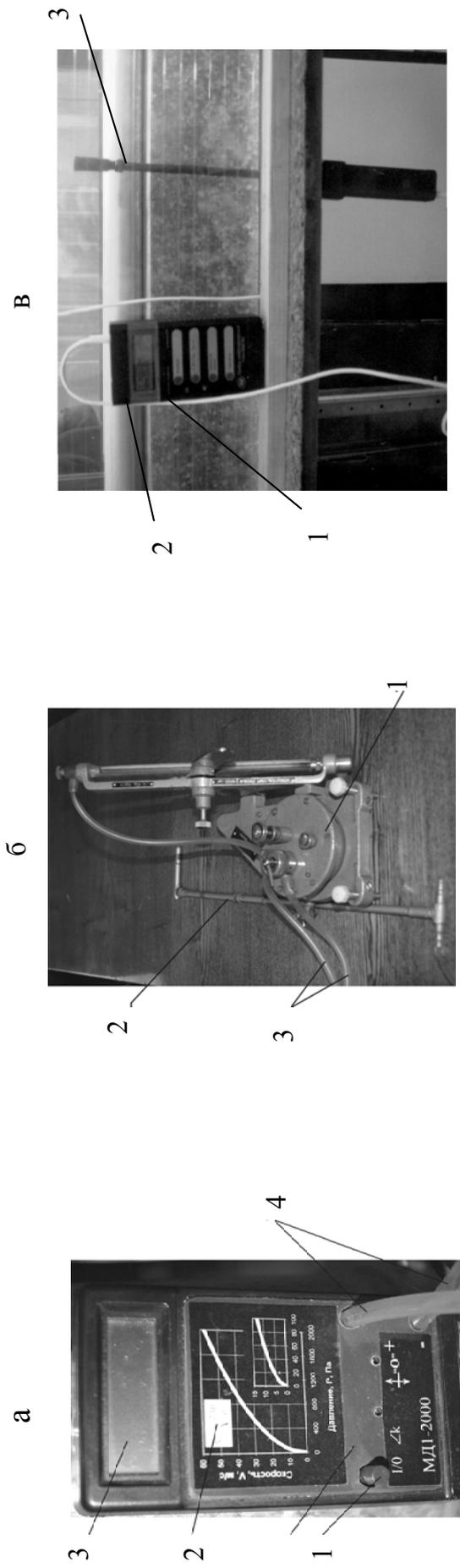


Рис. 3.2. Приборы для экспериментального стенда. Общий вид:  
 а – манометр дифференциальный типа МД1-2000: 1 – кнопка включения прибора;  
 2 – номограмма для расчета скорости воздуха; 3 – шкала показаний замеров давления;  
 4 – держатель пневмометрической трубки;  
 б – микроанометр типа MMH-240: 1 – корпус микроанометра;  
 2 – пневмометрическая трубка; 3 – соединительные шланги;  
 в – прибор ГКА-ПКТ-60: 1 – корпус прибора; 2 – электронное табло прибора  
 с показателями величин  $t$ ,  $t_m$ ,  $t_p$ ,  $v$ ,  $\varphi$ ; 3 – датчик прибора

Разработанное устройство может работать в нескольких режимах тепловлажностной обработки воздуха.

*Режим адиабатического охлаждения и увлажнения воздуха*

Поддон камеры 2 заполняют водопроводной водой при открытых вентилях  $a_5$ ,  $a_1$ . Затем включают приточный вентилятор (на рис. 3.1 не показан) для подачи воздуха в камеру, включают насос 11 для осуществления рециркуляции воды в контактном аппарате. Вода из поддона 2 последовательно проходит фильтр 10, насос 11, ротаметр 13, регулировочный вентиль  $a_3$ , манометр 14, гибкую подводку 15, магистральные трубки 8 и через форсунки 4 распыляется в воздушном потоке, проходящем через камеру. При этом часть воды испаряется в потоке воздуха, а неиспарившаяся вода поступает обратно в поддон 2, откуда насосом 11 повторно направляется на механические форсунки 4 и т.д.

Имеющие приборы и принадлежности лабораторного стенда позволяют регулировать и определять необходимые технологические параметры процесса тепловлажностной обработки воздуха.

Расход воды определяется по ротаметру 13, его регулирование осуществляется при помощи вентиля  $a_2$  на перепускной линии 12, давление воды перед форсунками  $0,5 \dots 2,5$  кгс/см<sup>2</sup> фиксируется при помощи манометра 14. Расход воздуха определяется при помощи микроманометра 17 с трубкой Пито-Прандтля 16, регулирование расхода осуществляется при помощи шиберной задвижки на воздуховоде 9 (на рис. 3.1 не показана) и дроссель-клапана 6. Параметры воздуха ( $t_c$ ,  $t_m$ ) на входе, выходе из контактного узла определяются при помощи психрометров Ассмана, установленных перед приточным вентилятором и на выходе из контактного узла. Другие параметры воздуха (относительная влажность, влагосодержание, энтальпия и т.п.) определяют с помощью  $I-d$ -диаграммы влажного воздуха. Для дублирования результатов измерения технологических параметров воздуха ( $t_c$ ,  $t_m$ ,  $v$ ) применяют комбинированный прибор ТКА-ПКТ-60 (рис. 3.2).

*Режим охлаждения и осушения воздуха* на разработанном стенде реализовывается при подаче проточной водопроводной воды через контактный узел.

Проведенными экспериментальными исследованиями установлено, что в осенне-зимний период (октябрь – февраль) температура водопроводной воды ниже температуры точки росы внутреннего воздуха лаборатории [36].

В данном режиме распыление воды форсунками 4 осуществляется за счет давления в водопроводной линии. При открытых вентилях  $a_5$ ,  $a_2$  водопроводная вода последовательно проходит перепускную линию 12, ротаметр 13, манометр 14, форсунки 4 и в распыленном состоянии поступает в воздушный поток с целью его охлаждения и осушения. Вода и образовавшийся конденсат собираются в поддоне 2, откуда самотеком выводятся в канализацию через фильтр 10 и открытый вентиль  $a_4$ .

Контроль параметров воздуха ( $t$ ,  $t_m$ ,  $t_p$ ,  $\varphi$ ) на входе, выходе из контактного узла производится, как и в предыдущем режиме, с помощью измерительных приборов (психрометра Ассмана, комбинированного прибора ТКА-ПКТ).

В качестве другого рабочего органа в контактном аппарате вместо форсунок использовалась блочная кассета пленочного типа.

Для установки блочной кассеты верхняя крышка конструкции Б демонтировалась вместе с системой форсунок (для облегчения монтажных операций гайки в разъемном узле выполнены в виде формы барашек).

В контактном аппарате размещалась съемная кассета пленочного типа Г на автономном каркасе, состоящем из распределителя для воды 18, опорных штанг 19, листовой насадки 20. При этом использовалась съемная крышка конструкции – В.

Листовая насадка выполнена из текстильных полотен гигроскопичного материала, который закреплен в верхнем и нижнем поддонах оросительной камеры. В днище верхнего поддона имеются продольные прорезы для выхода жидкости, через них же пропущен гигроскопичный материал. Вода стекает через прорезы по гигроскопичному материалу в нижний поддон, увлажняя (осушая) воздух, проходящий через насадку. Для регулирования расхода жидкости на днище верхнего поддона установлена профильная пластина, позволяющая регулировать сечение прорезей.

Уровень жидкости в верхнем поддоне и работа насоса регулируются приборами автоматики. Насос включается в работу, когда уровень воды в верхнем поддоне снижается до нижнего датчика (электрода), и отключается, когда уровень воды повышается до верхнего датчика.

В качестве другого рабочего органа в контактном аппарате использовалась крестообразная турбина, лопасти которой выполнены из гигроскопичного материала [187].

Схема турбины представлена на рис. 3.1Д. Турбина 21 имеет горизонтальную ось 22. Её крестообразные лопасти 23 выполнены из гигроскопичного материала. Перпендикулярно на лопастях турбины закреплены сегменты 24 из того же гигроскопичного материала. Вдоль лопастей турбины расположены иглообразные наконечники – билы 25.

При проведении экспериментальных исследований по оценке эффективности тепловлажностной обработки воздуха в контактном аппарате роторного (турбинного) типа рассмотренный выше контактный узел (форсуночная система или блок листовой насадки) извлекался из полости камеры 1, и на его место устанавливалась описанная турбина со съемной крышкой типа В.

Турбина располагалась в камере контактного аппарата горизонтально и перпендикулярно поступающему потоку воздуха. Её нижние билы 25 на несколько миллиметров погружены в воду, находящуюся в поддоне камеры.

Вращение турбины осуществляется за счет динамического давления воздушного потока, поступающего из воздуховода 9. При вращении турбины происходит вынос частиц (капель, струек) воды из поддона в объем камеры, что способствует постоянному увлажнению лопастей и сегментов турбины и создает условия для образования развитой межфазной поверхности тепломассопереноса. Скорость и направление вращения турбины обеспечивает дроссель-клапан 6, который выполняет функцию направляющего устройства.

При применении роторного (турбинного) устройства необходимость насоса для воды исключается, снижаются энергозатраты на тепловлажностную обработку воздуха. Контактный аппарат роторного типа позволяет реализовать практически все процессы, приведенные графически на рис. 1.1. Он может работать на рециркуляционной и на проточной воде.

Для оценки эффективности тепловлажностной обработки воздуха на основе твердых сорбентов предлагается использовать съемные кассеты в виде объемных рамочных устройств с сетками на передней и задней стенке, содержащих зернистые адсорбенты, например, активированный древесный уголь, силикагель и др. Кассеты помещают в камеру перпендикулярно воздушному потоку.

Разработанный универсальный лабораторный стенд использовался при проведении экспериментальных исследований по разработке эффективных контактных узлов для тепловлажностной обработки воздуха (разд. 3.2, 3.3).

Эффективность работы лабораторного стенда подтверждена несколькими патентами Российской Федерации (№2270958, №87782, №2294490, №2135892) и выпускными квалификационными работами бакалавров и магистров [114, 187, 189, 198].

### **3.2. Разработка и исследование эффективных распылителей воды в воздушных потоках**

Основы теории струйных аппаратов были заложены в работах Ж. Цейнера и М. Ренкина в конце XIX века, в ее последующее развитие внесли свой вклад научные исследования К.К. Балужева, Л.Д. Бермана, А.Н. Ложкина, Г.Н. Абрамовича, М.Е. Дейча, Е.Я. Соколова, Н.М. Зингера и др. [1, 54, 166, 171].

В струйных аппаратах осуществляется процесс инъекции, заключающийся в передаче кинетической энергии одного потока другому путем непосредственного контакта (смешивания).

Общая схема струйного аппарата (насоса) приведена на рис. 3.3.

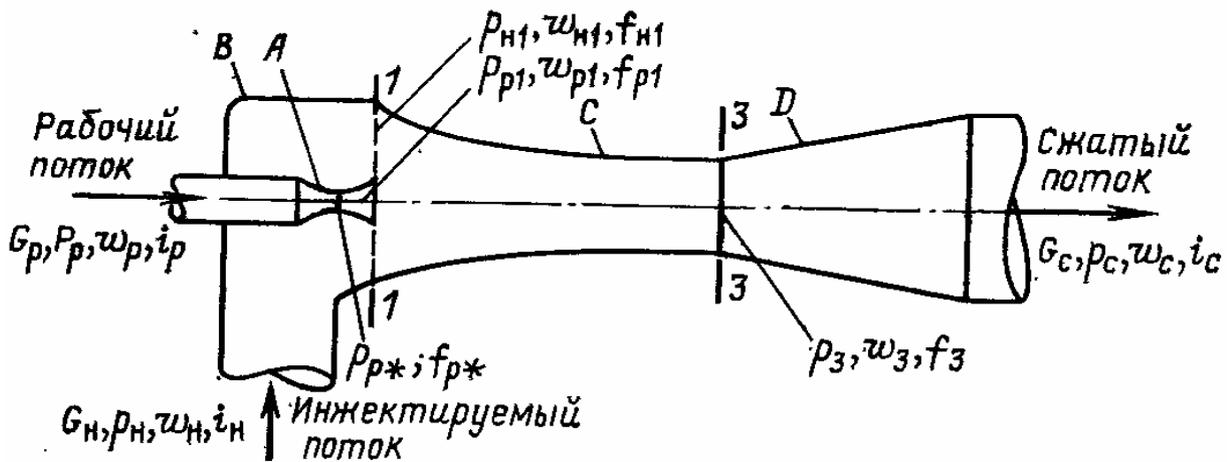


Рис. 3.3. Принципиальная схема струйного аппарата:

А – сопло, В – приемная камера,

С – камера смешивания, D – диффузор;

$G, p, w, L, f$  – соответственно, массовый расход, кг/с; давление, Па; линейная скорость, м/с; энтальпия, кДж/кг; площадь сечения потока, м<sup>2</sup>

Смешиваемые потоки могут находиться в одной фазе (жидкой, паровой, газовой) или в разных фазах (паровой и жидкой, жидкой и газовой (воздушной) и др.). В процессе смешивания фазовое состояние смешиваемых потоков может оставаться неизменным или же изменяться, например, переходить из парообразного состояния в жидкое.

Поток, вступающий в процесс смешивания с большей скоростью, называется рабочим, с меньшей скоростью – инжектируемым (рис. 3.3).

Сначала в струйных аппаратах происходит преобразование потенциальной энергии и теплоты в кинетическую энергию. В процессе движения через проточную часть струйного аппарата происходит выравнивание скоростей смешиваемых потоков, затем обратное преобразование кинетической энергии смешанного потока в потенциальную энергию или теплоту.

Процессы, характерные для струйных аппаратов, описываются следующими уравнениями:

– сохранения энергии

$$i_p + u i_n = (1+u) i_c; \quad (3.1)$$

– сохранения массы

$$G_c = G_p + G_n; \quad (3.2)$$

– сохранения импульса

$$I_{p1} + I_{H1} = \int_{f_3}^{f_1} p df + I_{c3}, \quad (3.3)$$

где  $i_p, i_H, i_c$  – соответственно, энтальпии рабочего, инжектируемого, смешанного потока, кДж/кг;

$G_p, G_H, G_c$  – соответственно, массовые расходы рабочего, инжектируемого и смешанного потоков, кг/с;

$u$  – коэффициент инжекции (отношение массового расхода инжектируемого потока к массовому расходу рабочего потока):

$$u = \frac{G_H}{G_p}; \quad (3.4)$$

$I_{p1}, I_{H1}$  – импульс рабочего и инжектируемого потоков во входном сечении камеры смешения, Н;

$I_{c3}$  – импульс смешанного потока в выходном сечении камеры смешения, Н;

$f_1, f_3$  – соответственно, площадь потока в сечении 1-1, 3-3, м<sup>2</sup>.

Первое слагаемое в правой части уравнения (3.3):  $\int_{f_3}^{f_1} p df$  соответствует

интегралу импульса по боковой поверхности камеры смешивания между сечениями I-I и 3-3.

В цилиндрической камере смешивания  $\int_{f_2}^{f_1} p df = 0$ .

При разработке эффективных распылителей воды в потоке воздуха для систем кондиционирования воздуха важно учитывать конструктивные особенности водовоздушных и водоводяных струйных аппаратов [88, 166].

Типовые элементы струйного аппарата (входную камеру или конфузор, камеру смешения, диффузор) имеет труба Вентури. Ее устройство и расчетные зависимости, описывающие кинетику процесса, приведены ниже.

Трубу Вентури часто используют для измерения расхода жидкости в трубопроводах [95, 110, 136].

Схема трубы (расходомера) Вентури приведена на рис. 3.4.

Расходомер Вентури состоит из двух конических насадков: сужающегося на входе – конфузора 1 и расширяющегося на выходе – диффузора 3 с цилиндрической вставкой – горловиной 2 между ними.

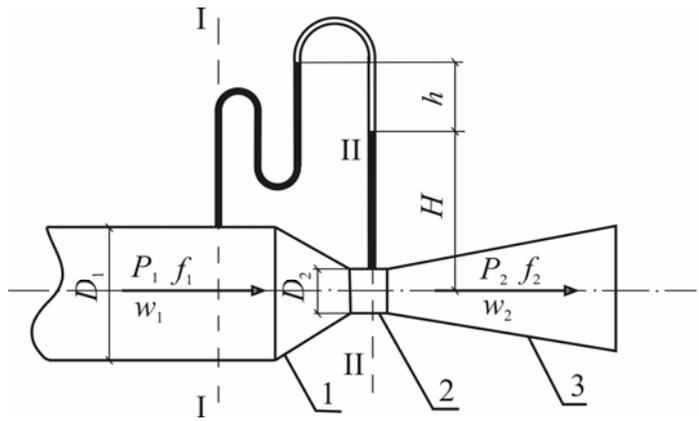


Рис.3.4. Схема трубы Вентури:  
1 – конфузор (входной участок); 2 – горловина (смесительная камера);  
3 – диффузор

Работа трубы Вентури основана на принципе уравнения Бернулли [95].

Если в сечениях I-I и II-II поставить пьезометры, то разность уровней жидкости в них будет зависеть от расхода среды, протекающей по трубопроводу (рис. 3.4).

Приведем уравнение Бернулли для сечений I-I и II-II без учета потерь напора:

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g}, \quad (3.5)$$

где  $z_1, z_2$  – геометрический напор в рассматриваемых сечениях, м;

$\frac{P_1}{\rho g}, \frac{P_2}{\rho g}$  – пьезометрический напор в данных сечениях, м,

$\frac{w_1^2}{2g}, \frac{w_2^2}{2g}$  – динамический напор, м, в сечениях I-I и II-II.

При горизонтальном расположении трубы Вентури  $z_1 = z_2$ , уравнение (3.5) примет вид:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g}. \quad (3.6)$$

Откуда разность пьезометрических напоров между сечениями I-I и II-II (на рис.3.4 она выражается величиной  $h$ ) составит:

$$h = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} = \frac{w_2^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g}. \quad (3.7)$$

Для определения расхода жидкости в трубопроводе выразим скорость  $w_1$  через скорость жидкости  $w_2$  в горловине трубы Вентури, используя уравнение неразрывности потока:

$$w_1 f_1 = w_2 f_2; \quad (3.8.)$$

$$w_1 = w_2 \frac{f_2}{f_1} = w_2 \frac{D_2}{D_1}. \quad (3.9)$$

Подставим уравнение (4.9) в выражение (4.7):

$$\frac{w_2^2}{2g} - \frac{w_2^2}{2g} \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 = h. \quad (3.10)$$

Откуда

$$w_2 = \sqrt{\frac{2gh}{1 - \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2}}. \quad (3.11)$$

Объемный расход жидкости в горловине  $V$ , м<sup>3</sup>/с (соответственно, в самом трубопроводе), равен:

$$V = \alpha \frac{\pi D_2^2}{4} \sqrt{\frac{2gh}{1 - \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2}}, \quad (3.12)$$

где  $\alpha$  – поправочный коэффициент, учитывающий потери давления в трубе Вентури [95, 171].

Выражение, стоящее перед радикалом, является постоянной величиной, носящей название постоянной водомера Вентури.

Полученное уравнение позволяет сделать вывод, что  $h$  зависит от расхода  $V$ . Часто эту зависимость строят в виде тарировочной кривой  $h = f(Q)$ , которая имеет параболический характер.

Приведенный обзор свидетельствует о том, что с помощью трубы Вентури при движении сред в ее каналах можно получить участки (сечения) с повышенным скоростным напором и пониженным пьезометрическим напором (уравнение (4.7)).

При движении воздушной или жидкой среды через трубу Вентури в сечениях ее элементов статическое и динамическое давление потока отличаются значительно друг от друга. В горловине, где сечение потока наименьшее, а скорость наибольшая, динамическое давление потока возрастает, а статическое – снижается. И наоборот, на выходе из диффузора, где сечение потока наибольшее, динамическое давление уменьшается, а статическое – увеличивается.

Данный эффект Вентури, кроме использования в качестве расходомера сред, применяют в различных технических устройствах [110, 171]:

- в гидроструйных насосах, в частности, в элеваторных тепловых пунктах систем водяного отопления, в танкерах для продуктов нефтяной и химической промышленности;

- в горелках, которые смешивают воздух и горючие газы, в гриле, газовой плите, горелке Бунзена и аэрографах;

- в прямооточных скоростных абсорберах для санитарной очистки воздуха;
- в насадках (дефлекторах) систем канальной вентиляции зданий;
- в водяных аспираторах эжекторного типа, которые создают небольшие разрежения с использованием кинетической энергии водопроводной воды;
- в пульверизаторах (опрыскивателях) для распыления краски, воды или ароматизации воздуха.
- в карбюраторах, где эффект Вентури используется для всасывания бензина во входной воздушный поток двигателя внутреннего сгорания;
- в автоматизированных очистителях плавательных бассейнов, которые используют давление воды для собирания осадка и мусора;
- в кислородных масках для кислородной терапии и др.

Приведенный обзор известных решений позволяет сделать вывод, что труба (трубка) Вентури на практике широко применяется в качестве устройств и соответствующих вставок, в которых эффект Вентури используется для эжекции различных сред.

В настоящей работе на основе эффекта Вентури разработан ряд устройств для тепловлажностной обработки воздуха [15, 35, 39, 175, 189, 191, 198].

Анализ теоретических и экспериментальных исследований позволили разработать и запатентовать форсунку эжекторного типа (ФЭТ) для тепловлажностной обработки воздуха в контактных аппаратах [2, 5, 138, 171, 198, 201–205].

При работе данной форсунки воздушная среда наделяется активными функциями за счет передачи ей большей энергии от водяного потока, чем в традиционных механических устройствах, при этом также увеличивается продолжительность контакта между водой и воздухом, что способствует интенсификации тепломассопереноса в контактных аппаратах [1, 85, 112, 119–121].

Схема форсунки ФЭТ приведена на рис. 3.5,а, общий вид – на рис. 3.5,б

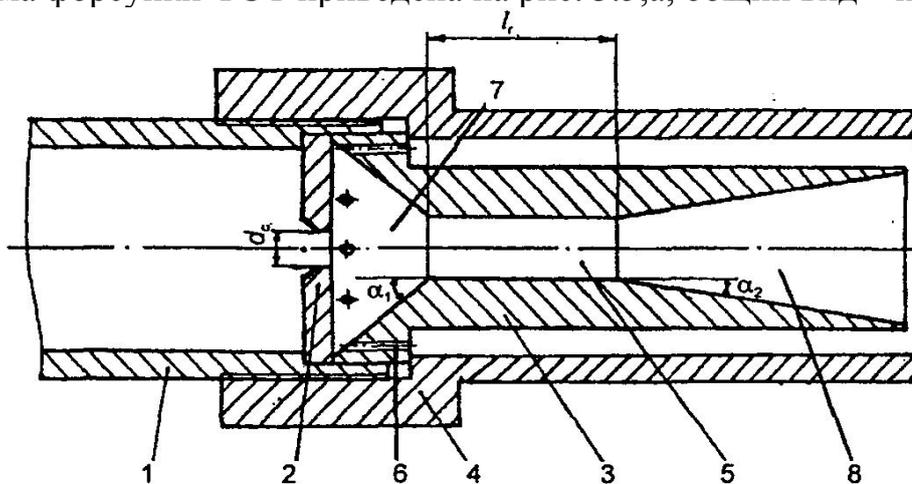


Рис.3.5,а. Форсунка эжекторного типа:

- 1 – корпус; 2 – шайба – втулка с калиброванным отверстием;
- 3 – эжекторный элемент; 4 – гайка; 5 – горловина; 6 – цилиндрические каналы;
- 7 – конфузор; 8 – диффузор



Рис. 3.5,б. Форсунка эжекторного типа. Общий вид

Форсунка состоит из корпуса с цилиндрическим каналом 1, имеющим на выходе шайбу-втулку с калиброванным отверстием 2. За втулкой расположен эжекторный элемент в виде трубы Вентури 3. Он состоит из входного сужающегося участка – конфузора 7, средней цилиндрической части – горловины 5 и выходной расширяющейся конической части – диффузора 8. По периметру конфузора параллельно его оси расположены сквозные цилиндрические каналы 6. Снаружи форсунка крепится к каналу при помощи гайки 4 с направляющим аппаратом.

Форсунка работает следующим образом. Вода за счет напора, создаваемого насосом, последовательно проходит канал корпуса 1, калибровочное отверстие шайбы-втулки 2 и поступает в эжекторный элемент – трубу Вентури 3. Сформировавшаяся водяная струя, обладая высоким динамическим давлением, проходит начальный участок эжекторного элемента – конфузор 7, средний участок – горловину 5 и через расширяющуюся часть – диффузор 8 выбрасывается в воздушный поток (газовую среду) в виде диспергированной водяной струи. При этом в конфузоре создается разрежение за счет увлечения струей воды частиц газа.

При наличии сквозных каналов, находящихся по периметру конфузора и имеющих выход наружу через кольцевой зазор между направляющим аппаратом и наружной поверхностью конфузора, происходит транспортирование частиц газа из воздушной среды, окружающей форсунку, в конфузор, т.е. наблюдается процесс эжекции газовой фазы водой.

Таким образом, при выходе водной струи из диффузора образуется встречный газовый поток, направленный против движения жидкости. При этом газовый поток способствует дополнительному диспергированию водной струи на выходе из диффузора. Газовый поток может увлекать капли жидкости через кольцевой канал направляющего аппарата в конфузор. Наличие капелек жидкости в газе при входе в цилиндрические каналы конфузора способствует изменению гидравлического сопротивления отверстий. Поэтому расход газового потока в разных каналах конфузора в различные

промежутки времени будет неодинаковым. Переменный расход инжектируемого газа в каналах конфузора изменяет профиль (структуру) водной струи.

Приведенные в работе исследования позволили сделать вывод, что в формировании водяной струи участвуют как конструктивные элементы форсунки, так и газовая фаза.

Геометрия эжекторного элемента форсунки ФЭТ принималась в соответствии со стандартными соотношениями трубы Вентури [171]. Параметры основных размеров трубы Вентури и эжекторного элемента форсунки ФЭТ приведены в табл. 3.1.

Т а б л и ц а 3.1

Соотношения размеров эжекторных элементов

Наименование конструкции	Размеры элементов конструкции				
	Конфузор		Горловина	Диффузор	
	угол сужения $\alpha_1$ , град	длина, мм	длина, мм	угол раскрытия, $\alpha_2$ , град	длина, мм
Труба Вентури	25 ...28 (63)	$\frac{d_k - d_r}{2\text{tg}(\alpha_1 / 2)}$	$(1,5...5)d_c$	6...7	$\frac{d_d - d_r}{2\text{tg}(\alpha_1 / 2)}$
Эжекторный элемент ФЭТ	42	$0,6(d_k - d_r)$	$2d_c$	7	$0,8(d_k - d_r)$

П р и м е ч а н и е :  $d_k$  – диаметр конфузора на входе, мм;  $d_d$  – диаметр диффузора на выходе, мм.

Диаметр сопла  $d_c$  принят в соответствии с эксплуатационными требованиями механических форсунок  $2 \leq d_c \leq d_r$  ( $d_c = 2...6$  мм).

Применение разработанных и приведенных в диссертации форсунок данной конструкции в форсуночных камерах центральных кондиционеров позволяет интенсифицировать процессы тепловлажностной обработки воздуха. Эффективность их работы достигается за счет образования новых воздушных потоков (встречных течений: струя воды – струя воздуха) в газовой среде камеры, а это содействует турбулизации воздуха в камере в целом [1, 112].

Также увеличивается продолжительность контакта двух фаз: воздушной и водной, т.к. контакт воды с воздухом происходит перед форсункой, в форсунке и после истечения струи в поток газа. Этого нельзя было достигнуть в существующих конструкциях форсунок.

Таким образом, достоинствами данной форсунки являются:

- высокая эффективность образования межфазной поверхности, т.е. поверхности массообмена на границе вода – газ, за счет повышения степени диспергирования водной струи в газе;

- увеличение продолжительности контакта газовой и водяной фаз;

- создание большой турбулизации газовой фазы.

На основе проведенных исследований было установлено, что в форсуночных камерах, оборудованных форсунками эжекционного типа, общая продолжительность контакта жидкой и воздушной фазы равна сумме времени контакта в форсунке  $\tau_\phi$  и времени контакта в камере  $\tau_k$ :

$$\tau = \tau_\phi + \tau_k. \quad (3.13)$$

Из конструкции эжекционной форсунки следует [136]:

$$\tau = l_\Gamma / \omega_\Gamma, \quad (3.14)$$

где  $l_\Gamma$  – длина горловины, м;

$\omega_\Gamma$  – скорость водовоздушной смеси в горловине, м/с.

После определения скорости  $\omega_\Gamma$  и некоторых математических операций на основе уравнения (4.14) получим следующую зависимость [4]:

$$\tau_\phi = \frac{l_\Gamma (1 + u_0 \frac{\rho_H}{\rho_P})}{\omega_P + \frac{f_3}{f_P} \phi_1 \sqrt{\frac{2\Delta P_P}{\rho_P}}}, \quad (3.15)$$

где  $\rho_P, \rho_H$  – плотность рабочего, инжектируемого потоков, соответственно, кг/м<sup>3</sup> [66];

$\omega_P$  – скорость рабочего потока (воды) в сопле, м/с;

$\phi_1$  – коэффициент расхода;

$\Delta P_P$  – расчетный перепад давлений, н/м<sup>2</sup>.

$f_3/f_1$  – геометрический параметр форсунки (отношение площади горловины к площади конфузора на входе).

$u_0$  – объемный коэффициент инжекции [166].

Объемный коэффициент инжекции определялся по уравнению

$$u_0 = \frac{V_\Gamma}{V_B}, \quad (3.16)$$

где  $V_\Gamma, V_B$  – объемный расход газа (воздуха) и воды, м<sup>3</sup>/с.

Из уравнения (3.15) следует, что продолжительность контакта между воздухом и водой в форсунке прямо пропорционально зависит от коэффициента инжекции.

Увеличение продолжительности контакта между водой и воздухом пропорционально влияет на количество диффундируемого вещества (водяных паров) из одной фазы в другую при конвективной диффузии [112, 120]:

$$dM = \beta(c_1 - c_2)dFd\tau, \quad (3.17)$$

где  $dM$  – приращение массы водяных паров, диффундируемых в воздушный поток, кг;

$\beta$  – коэффициент массоотдачи, м/с;

$c_1, c_2$  – концентрация водяного пара у границы раздела фаз и в ядре потока, соответственно, кг/м<sup>3</sup>;

$dF$  – площадь межфазной поверхности, м<sup>2</sup>;

$d\tau$  – изменение времени контакта между водой и воздухом (продолжительности массообмена), с.

Таким образом, с увеличением коэффициента инжекции возрастает время контакта взаимодействующих фаз, что способствует интенсификации процессов теплообмена в контактных аппаратах при обработке воздуха водой [44, 111].

На основе экспериментальных исследований [2, 5, 75, 132] для форсунок ФЭТ получено уравнение

$$E_a = 0,74 + 0,19 \ln \mu. \quad (3.18)$$

На рис. 3.6 представлены графические зависимости  $E_a = f(\mu)$  для форсунок различного типа [64, 132].

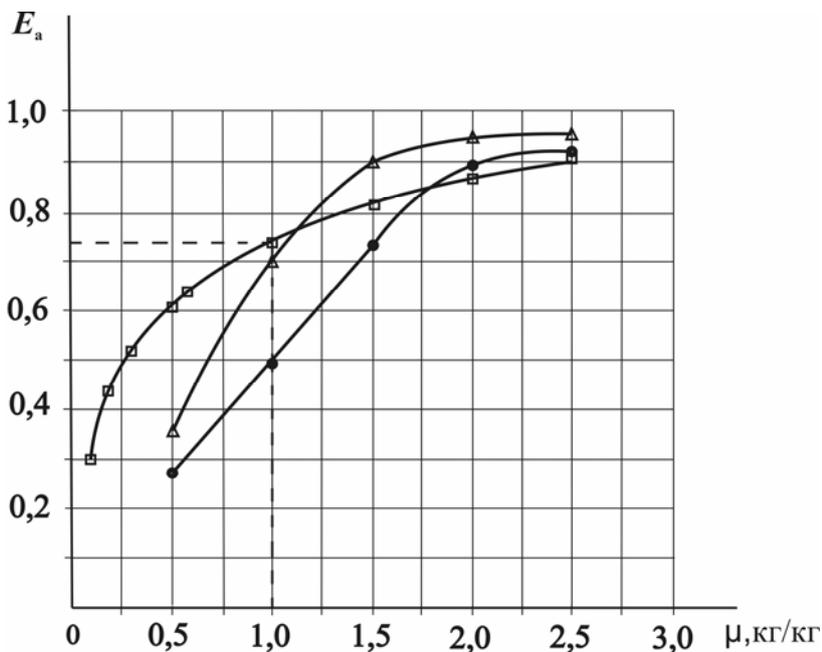


Рис. 3.6. Зависимость  $E_a = f(\mu)$ :  
 □ – для форсунки ФЭТ; Δ – для форсунки ШФ 9/5 [102];  
 ● – для форсунки ЭШФ 7/10 [64]

Анализ графиков (рис. 3.6) свидетельствует, что форсунка эжекционного типа имеет высокий коэффициент эффективности при небольших численных значениях коэффициента орошения (на рис. 4.4 эта область выделена пунктирной линией и соответствует  $\mu = 0,1 \dots 1,0$  кг/кг). В данной области эффективность работы ФЭТ выше, чем у традиционно применяемых центробежных широкофакельных форсунок. Так, при  $\mu = 0,5$  для ФЭТ коэффициент эффективности  $E_a = 0,61$ ; для форсунок ШФ 9/5 и ЭШФ 7/10 коэффициенты эффективности соответственно равны 0,35 и 0,28.

При работе с коэффициентами орошения в диапазоне  $\mu = 1,0 \dots 2,5$  кг/кг эффективность форсунки эжекционного типа немного ниже, чем у типовых форсунок, но ее коэффициент эффективности и в данных условиях эксплуатации достаточно высокий ( $E_a = 0,74 \dots 0,9$ ).

Проведенные научные исследования позволили сделать вывод, что применение форсунок данной конструкции в форсуночной камере центрального кондиционера позволяет сократить число традиционных центробежных форсунок за счет повышения эффективности процесса тепло-влажностной обработки воздуха.

Для дополнительных исследований приведем расчет и анализ определяющего линейного размера водяных капель (эффективного диаметра) при установлении требуемой поверхности теплопереноса для двух вариантов ОКФ (оборудованных форсункам ФЭТ и форсунками ЭШФ 7/10) при обработке 10000 кг/ч воздушного потока в условиях адиабатического охлаждения.

Исследования проводились с применением разработанной методики расчета контактных устройств при обработке воздуха водой на основе числа единиц переноса и косвенного метода оценки определяющего линейного размера капель распыляемой воды механическими форсунками в потоке воздуха (разд. 2.2, 2.3). Такой подход в теоретических исследованиях теплообменных процессов осуществлен впервые.

Примем следующие параметры процесса:

- начальная температура воздуха  $t_1 = 30$  °С;
- конечная температура воздуха  $t_2 = 20$  °С;
- начальная энтальпия воздуха  $I_1 = 44$  кДж/кг;
- барометрическое давление  $P_6 = 99$  кПа.

Начальная температура воздуха по мокрому термометру равна  $t_m = 15,8$  °С, согласно формулы (2.4); коэффициент эффективности  $E_a = 0,70$ , согласно формулы (1.45).

Для принятых условий тепло-влажностной обработки воздуха коэффициент орошения составит:

- при применении ФЭТ  $\mu = 0,81$  (формула (3.18));
- при применении ЭШФ 7/10  $\mu = 1,4$  [64, рис. 15.27].

Результаты расчета приведены в табл. 3.2.

Т а б л и ц а 3.2

Результаты исследований определяющего линейного размера водяных капель при расчете требуемой поверхности теплообмена в ОКФ

Тип форсуки	Номер попытки	Определяющий линейный размер водяных капель (предварительный и фактический*), мм	Расчетная поверхность теплообмена $F_p, \text{м}^2$		Требуемая - расчетная поверхность теплообмена $F_{тр}, \text{м}^2$
			поверхность теплообмена $F_t, \text{м}^2$	поверхность массообмена $F_m, \text{м}^2$	
ФЭТ	1	1,0	15,20	15,12	14,50
	2	0,8	13,17	13,20	17,00
	3	0,9	14,21	14,18	15,50
	4	0,95	14,71	14,65	15,00
	<b>5</b>	<b>0,97*</b>	<b>14,91</b>	<b>14,94</b>	<b>14,94</b>
ЭШФ 7/10	1	1,0	15,20	15,12	24,00
	2	0,8	13,17	13,20	28,00
	3	1,4	18,80	18,47	17,00
	<b>4</b>	<b>1,31*</b>	<b>18,00</b>	<b>17,76</b>	<b>18,00</b>

Расчетная поверхность теплообмена (поверхность теплообмена и массообмена – численные значения в столбцах 4, 5) определены по формулам (2.19), (2.20).

Требуемая расчетная поверхность теплообмена – численные значения в столбце 6 определены по рис. 2.8.

Анализ полученных данных в табл. 3.2 показал, что для установления определяющего линейного размера водных капель распыляемой воды при помощи косвенного метода потребовалось выполнить несколько попыток в обоих вариантах.

Для форсунок ФЭТ первые две попытки (при назначении определяющего линейного размера  $l = 1,0$  мм и  $l = 0,8$  мм) позволили определить рабочий интервал требуемой расчетной поверхности теплообмена  $F_{тр} = 14,50 \text{ м}^2 \dots 17,00 \text{ м}^2$  (при  $l = 1,0$  мм –  $F_p = 15,20 \text{ м}^2 > F_{тр} = 14,50 \text{ м}^2$ ; при  $l = 0,8$  мм

$F_p = 13,20 \text{ м}^2 < F_{тр} = 17,00 \text{ м}^2$ ). Третья попытка позволила уточнить направление движения по градиенту (при назначении  $l = 0,9$  мм, условие  $F_p < F_{тр}$ , как и во второй попытке сохранилось, но разность  $\Delta_2 = F_{тр} - F_p$  уменьшилась с  $\Delta_2 = 17,00 - 13,20 = 3,80 \text{ м}^2$  до  $\Delta_3 = 15,50 - 14,21 = 1,29 \text{ м}^2$ , что позволило назначить в четвертой попытке  $l = 0,95$  мм и получить  $\Delta_4 = 15,00 - 14,71 = 0,29 \text{ м}^2$ , в пятой попытке при  $l = 0,97$  мм получена  $\Delta_5 = F_{тр} - F_p = 14,94 - 14,94 = 0 \text{ м}^2$ .

На основе исследования и анализа полученных данных установлено, что для данных условий тепловлажностной обработки воздуха при использовании для распыления воды форсунок ФЭТ требуемая расчетная поверхность тепломассопереноса составляет  $F_{тр} = 14,94 \text{ м}^2$  при фактическом определяющим линейном размере водных капель  $l = 0,97 \text{ мм}$  и коэффициенте орошения  $\mu = 0,81$ .

Для форсунок ЭШФ 7/10 определяющий линейный размер водяных капель распыляемой воды установлен на основании приведенных выше процедур после четырех попыток ( $l = 1,31 \text{ мм}$ ,  $F_{тр} = 18,00 \text{ м}^2$ ,  $\mu = 1,4$ ).

Анализ величин, представленных в табл. 3.2, свидетельствует о том, что при использовании форсунок эжекционного типа в ОКФ при одинаковых технологических и режимных параметрах процесса достигается (обеспечивается) численно меньший определяющий линейный размер капель распыляемой воды ( $l < 1 \text{ мм}$ ) и, соответственно, требуется меньшая величина поверхности тепломассопереноса, чем при работе эксцентриситетных широко факельных форсунок ЭШФ 7/10 ( $14,94 \text{ м}^2$  против  $18 \text{ м}^2$ ). По данной причине величина коэффициента орошения при использовании ФЭТ ниже, чем для ЭШФ 7/10.

Теоретические и экспериментальные исследования и полученные расчетные данные свидетельствуют об интенсификации процесса тепловлажностной обработки воздуха в контактном аппарате при применении разработанных форсунок ФЭТ.

Промышленные испытания форсунки эжекционного типа, проведенные в ЗАО ПМУ «Промвентиляция» г. Пензы, подтвердили эффективность ее работы. При эксплуатации форсуночной камеры центрального кондиционера, оснащенной форсунками ФЭТ, эксплуатационные затраты сократились в два раза. Это подтверждает корректность проведенных в работе теоретических и экспериментальных исследований и полученных практических результатов.

### 3.3. Разработка и исследование контактных устройств тепловлажностной обработки воздуха на основе энергосберегающей технологии

В настоящее время контактные аппараты в СКВ рассматриваются, в первую очередь, как увлажнители воздуха [11, 63, 167, 182].

Ведущий производитель центральных кондиционеров в России – фирма «ВЕЗА» (г. Москва) выпускают контактные аппараты для адиабатического увлажнения воздуха в виде камер форсуночного орошения, сотового увлажнения, а также паровые увлажнители для изотермического увлажнения воздуха [105].

В то же время следует отметить, что ряд зарубежных фирм-производителей кондиционеров и вентиляционных систем канального типа из-за недостаточности теоретических и экспериментальных исследований вообще не предусматривают в компоновочных схемах увлажнительных устройств для воздуха [163]. Такое техническое решение не позволяет в периоды времени с низким влагосодержанием наружного воздуха обеспечить оптимальные параметры воздушной среды в помещении [123, 124, 164, 178].

При наличии контактного устройства в канальном кондиционере, который может быть смонтирован в подшивном потолке, за панелью, или в фальшполу, необходимо обеспечить подвод питательной воды из водопровода, работу насоса для распыления воды в потоке воздуха при высокой эффективности адиабатического увлажнения воздуха в узле, имеющего ограниченные линейные размеры. Все это вызывает определенные трудности технического характера и, возможно, является одной из причин отсутствия контактных узлов в канальных системах. Информация об этом в технической литературе, в том числе в справочной и в каталогах отсутствует.

С целью технического совершенствования, снижения материалоемкости, энергоемкости, уменьшения стоимости контактных устройств для адиабатического увлажнения воздуха была разработана серия контактных аппаратов роторного типа [11, 15, 22].

На рис. 3.7 приведена схема типового аппарата, на рис. 3.8 показан общий вид разработанного роторного увлажнителя [30, 187].

Контактный аппарат роторного типа (рис. 3.7) содержит размещенную в воздушном канале 1 камеру 2 с поддоном 5. В поддоне с помощью поплавка 6 поддерживается постоянный уровень воды. Внутри камеры расположена крестообразная турбина с горизонтальным валом 4 перпендикулярно ее боковым стенкам.

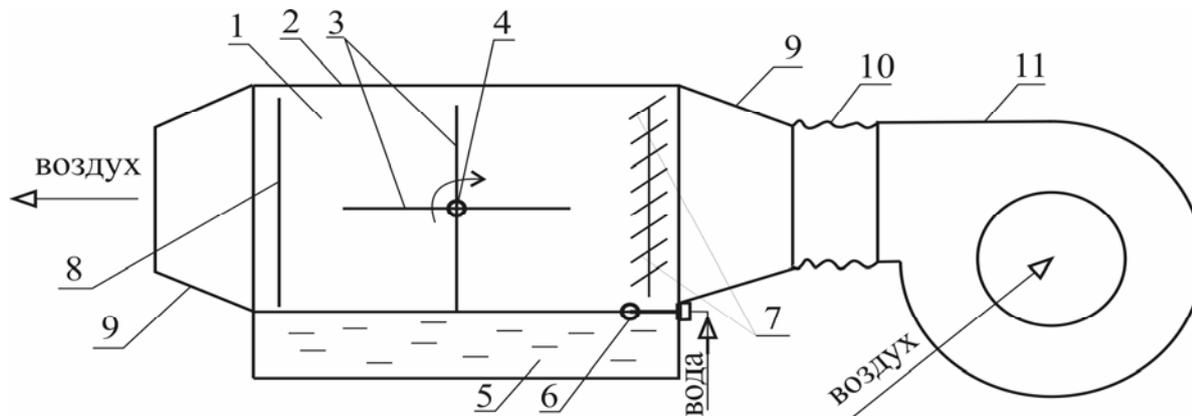


Рис. 3.7. Схема увлажнителя роторного типа:  
 1 – воздушный канал; 2 – камера; 3 – лопасти турбины; 4 – ось; 5 – поддон;  
 6 – поплавок; 7 – направляющие пластины; 8 – каплеуловитель; 9 – патрубки;  
 10 – гибкая вставка; 11 – вентилятор



Рис. 3.8. Общий вид увлажнителя роторного типа

Турбина состоит из лопастей 3, выполненных из гигроскопичного текстильного материала (например, марли, брезента и т.п.). На лопастях турбины перпендикулярно их поверхности расположены сегменты на расстоянии 10...20 см друг от друга из того же гигроскопичного материала.

Нижней частью лопасти погружены в воду на (5...8) мм. На входе в камеру установлены направляющие пластины 7, позволяющие изменять направление воздушного потока по отношению к лопастям турбины, на выходе расположен каплеуловитель 8, предотвращающий унос капель жидкости с воздушным потоком. На торцевой поверхности камеры расположены патрубки 9 для присоединения к воздуховодам.

К входному патрубку через гибкую вставку 10 присоединен радиальный вентилятор 11.

Предлагаемое автором диссертации устройство работает следующим образом. Воздух при помощи радиального вентилятора 11 поступает в воздушный канал 1 камеры 2. При этом крестообразная турбина 3 приводится во вращение за счет динамического давления воздушного потока и сил трения. При вращении нижняя часть лопасти турбины погружается на несколько мм вниз от зеркала жидкости (воды) в поддоне 5, а на выходе из неё выбрасывает часть жидкости в поток воздуха и на соседние лопасти, т.е. происходит разбрызгивание воды в воздух, и, одновременно, увлажнение гигроскопичного материала (марли) лопастей. При этом воздух увлажняется за счет испарения части капель разбрызгиваемой воды и пленочного контакта воздушного потока с влажным гигроскопичным материалом лопастей крестообразной турбины. Неиспарившиеся капельки воды подаются обратно вниз в поддон, т.е. в камере осуществляется рециркуляция водной фазы. Её температура стабилизируется на уровне температуры мокрого термометра воздуха. Тепловлажностная обработка воздуха в данных условиях соответствует режиму адиабатического увлажнения и охлаждения воздуха. Она происходит при горизонтальном движении воздушного потока вдоль камеры за счет работы радиального вентилятора. Число оборотов турбины регулируется путем изменения положения направляющих пластин 7 и, соответственно, изменения крутящего момента турбины.

Разработанное контактное устройство отличается компактностью, отсутствием приводных механизмов у турбины, насоса для рециркуляции воды, что снижает энергопотребление и его стоимость. Оно наиболее приспособлено к условиям работы канальных систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

Для оценки эффективности работы разработанного контактного аппарата роторного типа проведены теоретические и экспериментальные исследования с применением математического метода планирования экспериментов [46]. Был реализован план ПФЭ  $2^3$ .

В качестве независимых переменных (факторов) приняты:

$X_1$  – число оборотов турбины, мин<sup>-1</sup> (26...74);

$X_2$  – площадь лопастей турбины, м<sup>2</sup> (0,54...0,75);

$X_3$  – направление вращения турбины (правое, левое).

В качестве функций отклика выбраны:

$y_1$  – коэффициент эффективности ( $E_a$ );

$y_2$  – удельный расход испарившейся жидкости, г/кг ( $g_w$ )

Коэффициент эффективности определялся по формуле (1.44):

$$E_a = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{m1}}$$

Удельный расход испарившейся жидкости, г/кг, вычислялся по уравнению

$$g_w = \frac{W}{G} = \frac{G(d_2 - d_1)}{G} = (d_2 - d_1), \quad (3.19)$$

где  $W$  – количество испарившейся воды, кг/ч;

$G$  – расход воздуха в контактном аппарате, кг/ч;

$d_1, d_2$  – соответственно, влагосодержание воздуха на входе и выходе из аппарата, г/кг сух. возд.

Воспроизводимость опытов оценивалась с помощью критерия Кохрена, значимость коэффициентов регрессии – с помощью критерия Стьюдента, адекватность математических моделей – при помощи критерия Фишера [76, 141].

Получены следующие регрессионные уравнения, адекватно описывающие функции отклика при уровне значимости 0,05:

$$y_1 = 0,28 + 0,05x_2 + 0,07x_3; \quad (3.20)$$

$$y_2 = 1,6 + 0,18x_3. \quad (3.21)$$

С целью повышения коэффициента эффективности тепловлажностной обработки воздуха осуществлена оптимизация процесса по методу крутого восхождения [46]. В качестве базового фактора принят  $x_2$  – площадь лопастей турбины. Другой фактор  $x_3$  – был стабилизирован и соответствовал правому направлению вращения турбины. Число оборотов турбины в опытах было постоянным и равнялось 90 об/мин.

Для базового фактора  $X_2$  принят шаг движения в направлении градиента  $0,144 \text{ м}^2$ .

Результаты экспериментальных исследований приведены в табл. 3.3.

Т а б л и ц а 3.3

Результаты экспериментальных исследований крутого восхождения

Номер опыта	$X_2, \text{ м}^2$	$X_3$	$\bar{y}_1$
1	0,751	+	0,420
9	0,895	+	0,483
10	1,039	+	0,645

Анализ данных, приведенных в табл. 3.3, позволяет сделать вывод, что в дополнительных экспериментальных опытах (9, 10) наблюдался рост коэффициента эффективности. Численное значение коэффициента эффективности удалось повысить с величины 0,420 (максимальное значение в опытах ПФЭ 2<sup>3</sup>) до 0,645, т. е. на 53 %.

Значение  $E_a = 0,645$  соответствует нижнему уровню эффективности блок- камер форсуночного орошения фирмы «Вега» [105], т.е. конструктивные и технологические параметры разработанного увлажнителя роторного типа обеспечивают устойчивый рабочий режим адиабатического увлажнения воздуха.

Для контроля и регулирования числа оборотов турбины увлажнителя разработано счетное устройство на базе обычного микрокалькулятора, как дополнительного технического элемента контактного аппарата [176].

Схема счетного устройства приведена на рис. 3.9.

Счетное устройство состоит из микрокалькулятора 1. На внешней панели микрокалькулятора расположен разъем в виде миниатюрной розетки 2, соединенной параллельно электропроводной цепью с итоговой клеммой 5 равно « = » микрокалькулятора, к розетке с помощью штекера и гибкого медного провода присоединены герметизированные магнитоуправляемые контакты 6 геркона 3, от которого на некотором расстоянии находится автономно постоянный магнит 4.

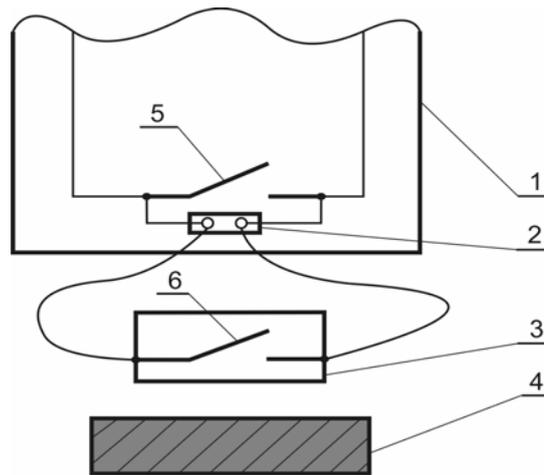


Рис. 3.9. Принципиальная схема счетного устройства

Разработанное счетное устройство в контактном аппарате функционирует следующим образом:

- при определении числа оборотов вращения турбины увлажнителя постоянный магнит 4 механически закрепляют на ее торцевой поверхности. Геркон 3 располагают параллельно на расстоянии 5...10 мм от торцевой плоскости вращения турбины на боковой стенке увлажнителя;

- на клавиатуре микрокалькулятора 1 задается функция сложения: последовательно нажимают клавиши «0», сложение «+», «1»;

- при каждом обороте турбины с валом прикрепленный к ней магнит 4 проходит непосредственно близко от геркона 3 и замыкает его магнитоуправляемые контакты 6, т.е. имитирует функцию сложения. На табло микрокалькулятора появляется цифра 1, при повторном проходе магнита 4 над герконом 3 (вал вращается) появляется цифра 2 и т.д., т.е. суммируется число оборотов турбины ( $\sum n$ ). Определяя время вращения турбины  $\tau$ , мин, при помощи секундомера, рассчитывают интенсивность ее вращения  $n_{\tau}$ ,  $\text{мин}^{-1}$ :

$$n_{\tau} = \frac{\sum n}{\tau}. \quad (3.22)$$

С целью дальнейшего повышения коэффициента  $E_a$  при работе предлагаемого увлажнителя роторного типа разработана конструкция контактного аппарата с рециркуляцией воздушного потока [15, 185, 189].

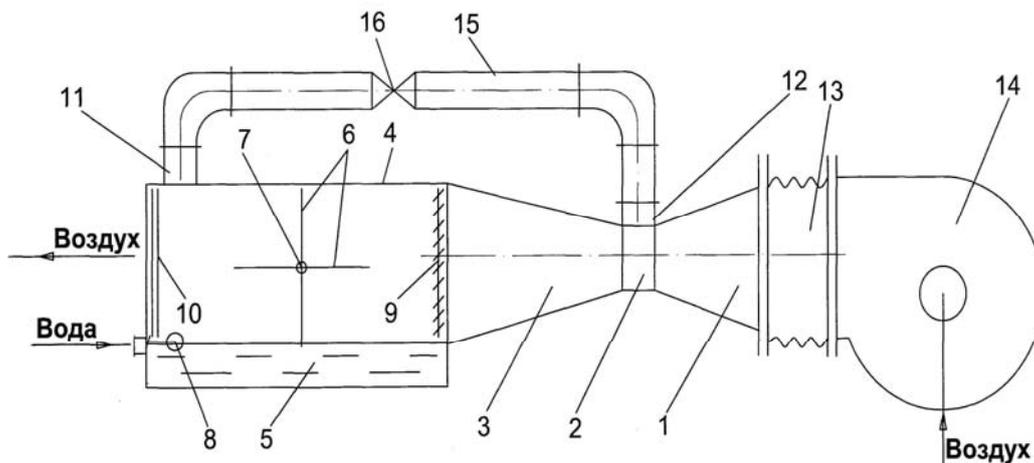
Увеличение коэффициента эффективности  $E_a$  (соответственно, повышение увлажнительного и охлаждающего эффекта воздушного потока) осуществлено за счет дальнейшего снижения температуры воздуха  $t_2$  на выходе из аппарата в соответствии с уравнением (1.46). В свою очередь, это достигается также путем увеличения количества испаряющейся воды при адиабатическом процессе. Количество испаряющейся воды (водяных паров, увлажняющих воздух) пропорционально увеличивается с увеличением продолжительности контакта воды и воздуха в соответствии с основными положениями тепломассопереноса [112, 121]. Повышение продолжительности контакта двух фаз в аппарате осуществлялось путем организа-

ции рециркуляции воздушного потока в контактном аппарате.

Для рециркуляции воздушного потока предусмотрен обводной (байпасный) воздуховод при наличии перепада давления в сечении камеры на выходе и на входе в нее. Обеспечение необходимой разности давлений в сечениях воздушного потока осуществлялось с помощью трубы Вентури, т.е. она применялась в качестве эжектирующего элемента (разд. 3.2).

Схема разработанного контактного аппарата с рециркуляцией воздуха приведена на рис. 3.10,а, общий вид – на рис. 3.10,б [189].

а



б

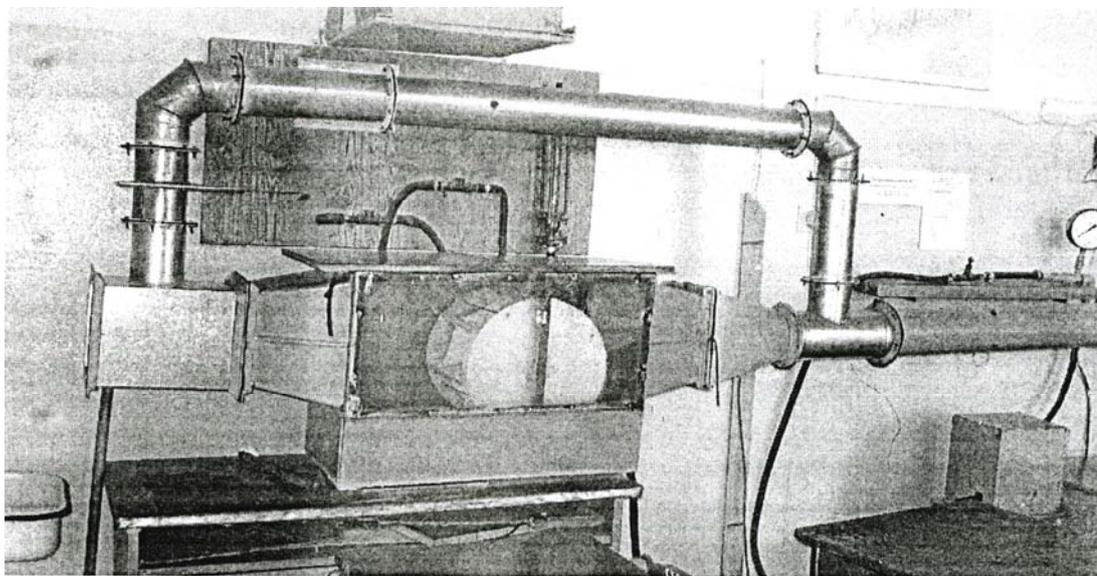


Рис. 3.10. Контактный аппарат роторного типа с рециркуляцией воздушного потока:

- а – схема лабораторного стенда; б – общий вид  
 1 – конфузор; 2 – горловина; 3 – конфузор; 4 – оросительная камера;  
 5 – поддон для воды; 6 – крестообразная турбина; 7 – ось;  
 8 – поплавковое устройство; 9 – направляющее устройство; 10 – каплеуловитель;  
 11, 12 – патрубки; 13 – гибкая вставка; 14 – вентилятор;  
 15 – рециркуляционный воздуховод; 16 – воздушный клапан

На входе в оросительную камеру 4 размещена труба Вентури, состоящая из конфузора 1, горловины 2, диффузора 3. Горловина 2 трубы Вентури соединена с полостью оросительной камеры байпасным воздухопроводом 15.

Для крепления байпасного воздуховода служат патрубки 11, 12. К конфузору трубы Вентури при помощи гибкой вставки 13 присоединен радиальный вентилятор 14.

Работа крестообразной турбины соответствует процессу, описанному выше. После турбины часть увлажненного и охлажденного воздуха выбрасывается наружу, а другая часть воздуха за счет эффекта эжекции через патрубок 11 и байпас 15 поступает в горловину 2 трубы Вентури, где интенсивно смешивается с потоком воздуха, подаваемого вентилятором 14.

В этих условиях к лопастям турбины поступает смешанный воздух. Он имеет более высокую относительную влажность и более низкую температуру, чем воздух, поступающий непосредственно из вентилятора.

Эксперимент показал, что байпасный воздухопровод позволяет увеличить продолжительность контакта воздушного потока с водой в оросительной камере.

Для регулирования расхода воздуха через байпас (соответственно, регулирования коэффициента эффективности) служит клапан 16. Процесс тепловлажностной обработки смешенного воздуха в данных условиях характеризуется более высокими значениями коэффициента эффективности (табл. 3.5).

Для оценки эффективности процесса увлажнения воздуха в адиабатических условиях проведена серия опытов с применением математического метода планирования экспериментов [46]. Был реализован полный факторный эксперимент ПФЭ  $2^3$ .

Уровни варьирования переменных приведены в табл. 3.4.

Т а б л и ц а 3.4

Уровни варьирования факторов

Номер фактора	Факторы	Уровни варьирования		
		верхний (+)	основной (0)	нижний (-)
$X_1$	Скорость воздуха в основном воздуховоде, м/с	8	6	4
$X_2$	Площадь лопастей турбины, м <sup>2</sup>	0,64	0,55	0,47
$X_3$	Коэффициент эжекции	0,038	0,026	0,015

Коэффициент эжекции вычислялся по уравнению [15]:

$$K_3 = \frac{G_2}{G_1} = \frac{v_2 \cdot d_2^2}{v_1 \cdot d_1^2}, \quad (3.23)$$

где  $K_3$  – коэффициент эжекции;

$G_1, G_2$  – соответственно, массовый расход воздуха в основном и байпасном воздуховоде, кг/с;

$v_1, v_2$  – соответственно, скорость воздуха в основном и байпасном воздуховоде, м/с;

$d_1, d_2$  – соответственно, внутренний диаметр основного и байпасного воздуховода, м.

Функцией отклика являлся коэффициент эффективности  $y$ .

Результаты экспериментальных исследований приведены в табл. 3.5.

В таблице  $y', y'', \bar{y}, s_y^2$  – соответственно, численные значения коэффициентов эффективности (функции отклика) в параллельных опытах, их средние значения и построчные дисперсии.

На основе регрессионного анализа получено уравнение регрессии [141]:

$$y = 0,34 + 0,041x_1 + 0,057x_2 + 0,047x_3 + 0,18x_1x_2. \quad (3.24)$$

Оно адекватно описывает поверхность отклика при уровне значимости  $\alpha = 0,05$ .

Из анализа уравнения 3.24 следует, что коэффициент эффективности возрастал с увеличением данных факторов.

Т а б л и ц а 3.5

Матрица планирования экспериментов ПФЭ  $2^3$   
и результаты ее реализации

Номер опыта	Факторы			$y' / y''$	$\bar{y}$	$s_y^2$	$y$
	$X_1$	$X_2$	$X_3$				
1	+	+	+	0,58/0,45	0,520	84,5	0,665
2	–	+	+	0,44/0,36	0,400	32	0,225
3	+	–	+	0,31/0,36	0,335	5	0,190
4	–	–	+	0,33/0,32	0,325	1	0,470
5	+	+	–	0,48/0,33	0,400	15	0,570
6	–	+	–	0,29/0,28	0,290	1	0,130
7	+	–	–	0,31/0,27	0,290	8	0,096
8	–	–	–	0,22/0,20	0,210	2	0,376

С целью повышения коэффициента эффективности проведены дополнительные эксперименты по оптимизации процесса (табл. 3.6), был реализован метод крутого восхождения [46].

В качестве базового фактора принят  $X_2$  – площадь лопастей турбины, для него определен шаг движения в направлении градиента  $0,08 \text{ м}^2$ . Остальные факторы стабилизировали на верхнем уровне (табл. 3.6).

Т а б л и ц а 3.6

## Результаты крутого восхождения

Номер опыта	$X_2, \text{ м}^2$	$X_1, \text{ м/с}$	$X_3$	$y$
1	0,64	+	+	0,52
2	0,72	+	+	0,60
3	0,80	+	+	0,62
4	0,88	+	+	0,65
5	0,96	+	+	0,68

Анализ, приведенных в табл. 3.6 данных, позволяет сделать вывод, что в результате оптимизации процесса адиабатического увлажнения воздуха, коэффициент эффективности увеличен с величины 0,52 (max значение в опытах ПФЭ 2<sup>3</sup>) до 0,68, т.е. на 30,7 %. При этом скорость воздуха в основном воздуховоде равнялась 8 м/с, площадь лопастей турбины – 0,96 м<sup>2</sup>, коэффициент эжекции составил 0,038.

Достоинствами разработанного в диссертации увлажнителя роторного типа с рециркуляцией воздуха являются:

- повышение эффективности тепловлажностной обработки воздуха при адиабатических условиях за счет увеличения продолжительности контакта воздушного потока с увлажненной поверхностью и распыленной водой в контактном аппарате;

- возможность оперативного (гибкого) регулирования тепловлажностных характеристик воздушного потока в широком диапазоне.

Разработанные научно-технические решения увлажнителей роторного типа рекомендуется применять в канальных системах вентиляции и кондиционирования воздуха. Кроме того, их можно использовать в качестве автономных увлажнителей воздуха в различных гражданских зданиях, в т.ч. жилых, административных, офисных помещениях, а также при технологическом кондиционировании в промышленных зданиях [11, 124, 158, 178].

Новые технические решения конструктивного исполнения контактных аппаратов для адиабатического увлажнения воздуха в отличие от зарубежных аналогов имеют меньшее количество приводных механизмов, меньшую материалоемкость, энергоемкость и стоимость.

### 3.4. Разработка и исследование способа глубокого охлаждения воздуха водой

В системах вентиляции и кондиционирования воздуха широко применяется способ прямого испарительного охлаждения воздуха (разд. 1.1). Для его реализации применяют контактные аппараты – камеры форсуночного орошения, камеры сотового увлажнения и др. [53, 61, 182]. В таких аппаратах обеспечивают большую поверхность контакта воздушного потока с во-

дой. Из-за наличия разности парциального давления водяного пара у поверхности водяных капель (водяной пленки) и в воздушном потоке вода испаряется, отбирая явную теплоту от воздуха. Пары воды, переходя в воздух, вносят теплоту, но уже в другом качестве – в виде скрытой теплоты парообразования, т.е. возвращают воздуху теплоту и увеличивают его влагосодержание. При равенстве принятой и возвращенной теплоты водой энтальпия воздуха остается постоянной, изменяются ее составные части: увеличивается скрытая теплота и на то же количество уменьшается явная теплота энтальпии воздуха. Это соответствует адиабатическому охлаждению и увлажнению воздуха, процесс происходит при условии равенства температуры воды температуре воздуха по мокрому термометру. Данные условия обеспечиваются при применении рециркуляционной воды. Воду закольцовывают в контактном аппарате при помощи системы труб и насоса (разд. 1.1).

С другой стороны, при адиабатическом охлаждении воздуха вода сама охлаждается до температуры мокрого термометра воздуха [30, 102].

Таким образом, контактный аппарат с рециркуляционной водой можно рассматривать как устройство для охлаждения как воздуха, так и воды.

Увеличить охлаждающий эффект можно с помощью двухступенчатого (косвенного и прямого) охлаждения воздуха [48, 55, 212].

Данный способ применяется в теплый период года для регионов с сухим и жарким климатом [9, 48].

Рассмотрим стадии этого процесса (рис. 3.11).

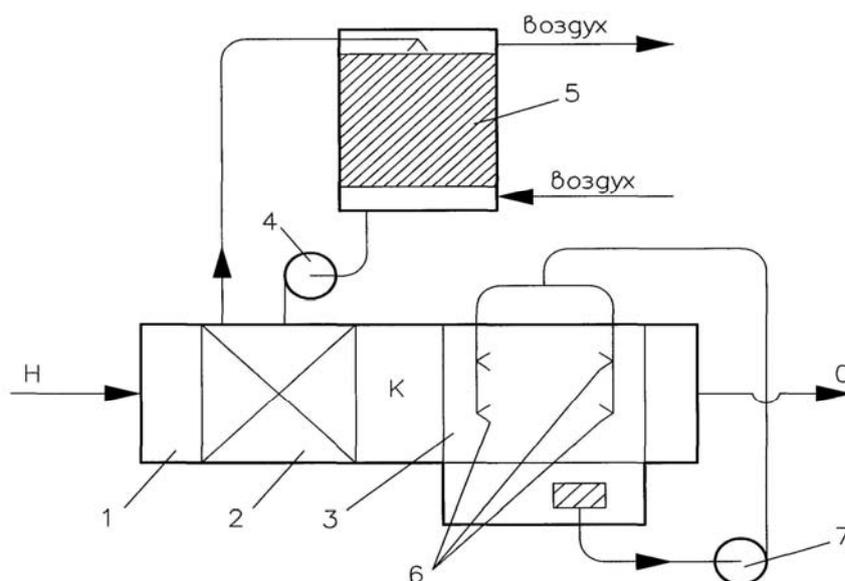


Рис. 3.11. Принципиальная схема двухступенчатого охлаждения воздуха:  
 1 – кондиционер; 2 – поверхностный теплообменник-воздухоохладитель;  
 3 – форсуночная камера; 4 – насос; 5 – градирня;  
 6 – механические форсунки; 7 – насос

Вначале наружный воздух Н охлаждается в поверхностном теплообменнике 2 циркуляционной водой, подаваемой насосом 4, из градирни 5. Это первая стадия процесса, она соответствует косвенному охлаждению воздуха.

Затем воздух подвергается прямому охлаждению в контактном аппарате 3 в адиабатических условиях за счет распыления рециркуляционной воды с помощью механических форсунок 6 и насоса 7, что соответствует второй стадии процесса.

На рис. 3.12 приведено изменение теплофизических параметров воздушного потока при двухступенчатом охлаждении на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха.

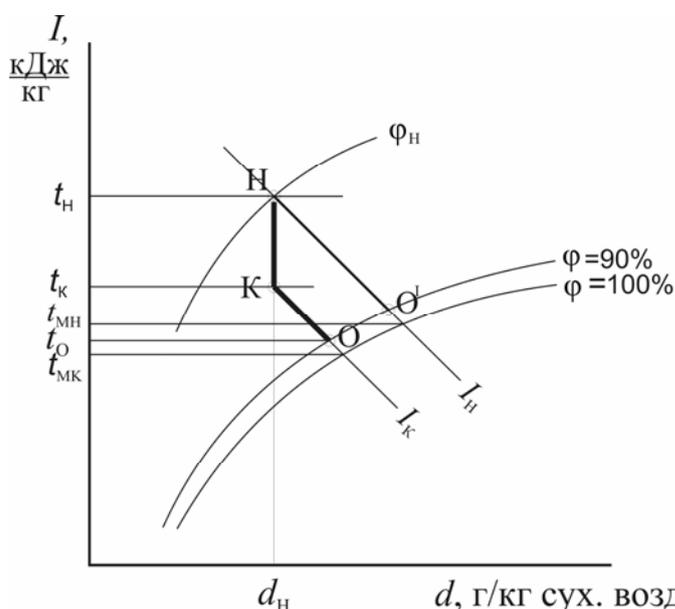


Рис.3.12. Схема обработки воздушного потока при двухступенчатом охлаждении на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха

Отрезок НК характеризует сухое охлаждение воздуха в поверхностном теплообменнике, отрезок КО соответствует адиабатическому охлаждению и увлажнению воздуха в контактном аппарате. В поверхностном теплообменнике воздух охлаждается от температуры  $t_H$  до  $t_K$ , в контактном аппарате – от температуры  $t_K$  до  $t_O$ .

Температура рециркуляционной воды равна температуре мокрого термометра, т.е.  $t_{MK}$ .

Согласно [48, 55]:

$$t_k = t_{MH} + \Delta\theta + \Delta t_T = t_{MH} + 3 + 3 = t_{MH} + 6, \quad (3.25)$$

где  $t_{MH}$  – температура наружного воздуха по мокрому термометру, °С;  
 $\Delta\theta = 3$  °С – температурный перепад воды в градирне;  
 $\Delta t_T = 3$  °С – температурный перепад воды в поверхностном теплообменнике.

Также на рис. 3.12 приведен отрезок  $НО'$ , соответствующий адиабатическому охлаждению и увлажнению наружного воздуха в контактном аппарате при одноступенчатом процессе.

Параметры охлажденного воздуха характеризует точка  $O'$ . В данных условиях температура рециркуляционной воды равна  $t_{\text{мн}}$ . Видно, что  $t_{\text{мк}} < t_{\text{мн}}$ , т.е. вода при двухступенчатом охлаждении воздуха имеет температуру ниже (охлаждается интенсивнее), чем в традиционном одноступенчатом процессе прямого испарительного охлаждения.

Температура рециркуляционной воды зависит от температуры воздуха, поступающего в контактный аппарат, в пределах она стремится принять значение температуры мокрого термометра воздуха на входе в контактный аппарат.

Принцип двухступенчатого охлаждения воздуха рекомендуется использовать для более глубокого охлаждения воды при оборотном водоснабжении.

На основе теоретических и экспериментальных исследований осуществлена модернизация принципа двухступенчатого охлаждения воздуха, которая позволила разработать способ глубокого охлаждения воздушного потока с помощью воды.

При новом техническом решении температура воздуха может быть снижена приблизительно до температуры точки росы.

Сущность разработанного способа представлена на рис. 3.13 [16, 168].

Охлаждение воздушного потока состоит из следующих этапов (ступеней).

*I этап.* Наружный воздух последовательно проходит поверхностный теплообменник – воздухоохладитель 1, контактный аппарат 2' (градирню) и удаляется в атмосферу. Для охлаждения воды, поступающей в воздухоохладитель 1, служит градирня 2. В результате тепловлажностной обработки воздух увлажняется и охлаждается до температуры на несколько градусов ниже температуры мокрого термометра. Температура же рециркуляционной воды в градирне 2', в свою очередь, будет на несколько градусов еще ниже, чем температура воздуха, удаляемого из нее, т.е. температура воды, выходящей из градирни 2', будет ниже температуры мокрого термометра наружного воздуха.

Таким образом, *I этап* обработки воздуха по своему аппаратурному оформлению и технологическому циклу соответствует двухступенчатому (прямому и косвенному) охлаждению воздуха.

Однако назначение *I этапа* состоит не в получении охлажденного воздуха, целью является получение охлажденной воды, которая будет являться рециркуляционной водой для воздухоохладителя на *II стадии* обработки воздуха.

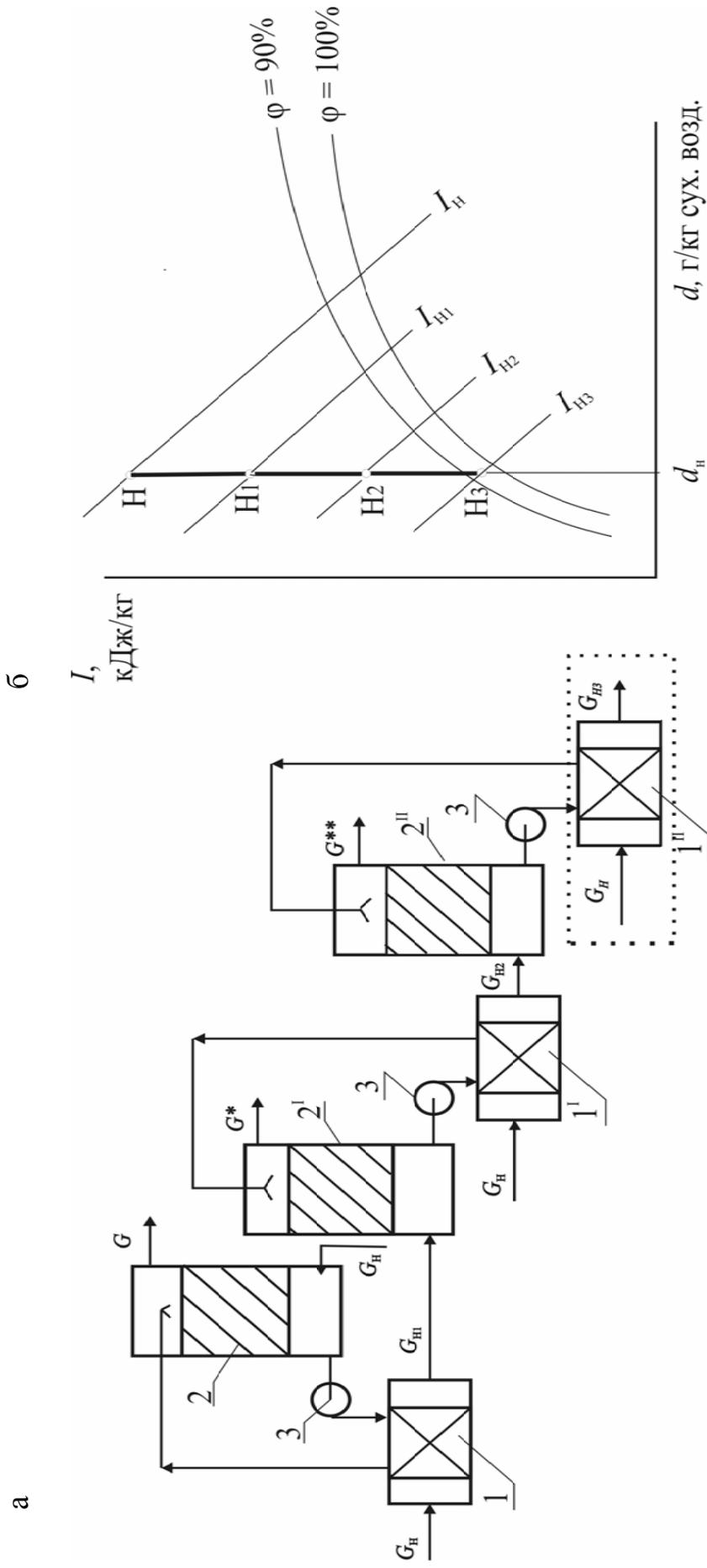


Рис. 3.13. Принципиальная схема многоступенчатого охлаждения воздуха:

а – структурная схема;

б – процессы охлаждения на  $I$ - $d$ -диаграмме влажного воздуха:

$1^I, 1^{II}, 1^{III}$  – поверхностные теплообменники;

$2, 2^I, 2^{II}$  – контактные аппараты (градирни); 3 – насосы

*II этап.* Наружный воздух, как на первом этапе, последовательно проходит поверхностный воздухоохладитель 1', контактный аппарат 2" и выбрасывается в атмосферу. Однако воздухоохладитель охлаждается рециркуляционной водой температура которой ниже, чем у воды, используемой на I стадии в воздухоохладителе 1. Поэтому на II стадии воздух будет охлажден до температуры

ниже еще на несколько градусов, чем после I стадии.

*III этап.* Этот этап, как и все последующие этапы, если в них есть потребность, могут соответствовать по аппаратурному оформлению схеме процесса II этапа.

В случае необходимости глубокого охлаждения воздуха при постоянном влагосодержании (сухое охлаждение) последняя стадия будет состоять из его охлаждения в одном поверхностном воздухоохладителе, например, теплообменнике 1", в который поступает рециркуляционная вода с предыдущего цикла

НН<sub>1</sub>, Н<sub>1</sub>Н<sub>2</sub>, Н<sub>2</sub>Н<sub>3</sub> – сухое охлаждение воздуха на первой, второй, третьей ступени, соответственно охлаждения (из градирни 2"). Количество этапов определяется конечной температурой охлаждаемого воздуха.

Таким образом, охлаждение воздуха представляет собой многостадийный процесс, где в результате прямого и косвенного охлаждения воздуха получают воду, температура которой может быть снижена в пределах до ~ температуры точки росы воздуха.

Поэтому данный способ охлаждения воздуха может рассматриваться, как и способ охлаждения воды [26, 168].

Разработанная схема многоступенчатого охлаждения воздуха и воды реализована в компактной градирне (раздел 3.5).

### 3.5. Разработка и исследование эффективного оборудования для оборотного водоснабжения в системах кондиционирования

В настоящее время проблема дефицита воды усиливается во многих странах мира, она является актуальной и для некоторых южных и центральных регионов России.

Для снижения расхода воды на промышленных предприятиях используют оборотное водоснабжение с применением градирен испарительного типа [54, 147, 160]. Нагретую воду после технологического цикла направляют в градирню – контактный аппарат, где она охлаждается за счет частичного испарения в потоке наружного воздуха. Из градирни вода вновь используется в качестве охлаждающей среды в производственном цикле и т.д.

В системах кондиционирования воздуха обратное водоснабжение применяют для охлаждения конденсаторов холодильных машин. Для этого используют компактные вентиляторные градирни [55, 58, 149].

Принцип многоступенчатого охлаждения воздуха (разд. 4.3) можно использовать для более глубокого охлаждения воды при обратном водоснабжении.

Для дальнейших теоретических исследований и составления математической модели выделим элементарный объем контактного узла градирни, образованного двумя параллельными сечениями площадью  $F$ , расположенными на расстоянии  $dh$  по высоте (рис. 3.14).

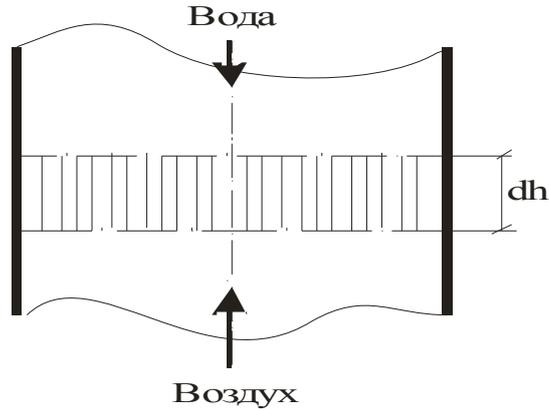


Рис. 3.14. Схема к описанию процессов тепломассопереноса в градирне

Составим и проинтегрируем системы дифференциальных уравнений баланса теплоты (для воздушного потока и воды) и массы (для водяных паров) при прямом испарительном охлаждении воды в градирне пленочного типа в установившемся режиме [68, 78, 80, 143].

$$uF\mu(w - (w - \frac{\partial w}{\partial h}dh)) = \beta Ff(w_w - w)dhd\tau; \quad (3.26)$$

$$uF\mu B\rho_e(t - (t - \frac{\partial t}{\partial h}dh))c_e d\tau = \alpha Ff(T - t)dhd\tau; \quad (3.27)$$

$$uF\mu B\rho_e(T - (T - \frac{\partial T}{\partial h}dh))c_w d\tau = \alpha Ff(t - T)dhd\tau + \beta Ffr(w_w - w)dhd\tau. \quad (3.28)$$

После упрощений получаем:

$$u \frac{\partial w}{\partial h} = \frac{\beta f}{\mu}(w_w - w); \quad (3.29)$$

$$u \frac{\partial t}{\partial h} = \frac{\alpha f}{\mu c_e \rho_e}(T - t); \quad (3.30)$$

$$uB\rho_a \frac{\partial T}{\partial h} = \frac{\alpha f}{\mu c_w} (t - T) + \frac{\beta fr}{\mu c_w} (w_w - w), \quad (3.31)$$

- где  $u$  – скорость движения воздуха в поперечном сечении градирни, м/с;  
 $w$  – содержание водяных паров в воздушном потоке, кг/м<sup>3</sup>;  
 $w_w$  – содержание насыщенных водяных паров на поверхности водяной пленки при температуре  $T$ , кг/м<sup>3</sup>;  
 $\beta$  – коэффициент массоотдачи на границе поверхности водяная пленка – воздух, м/с;  
 $f$  – коэффициент, характеризующий площадь контакта воды и воздуха в единице объема градирни, м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>;  
 $\mu$  – площадь прохода для воздуха в поперечном сечении градирни, м<sup>2</sup>/м<sup>2</sup>;  
 $T$  – средняя температура воды в элементарном объеме градирни, °С;  
 $t$  – средняя температура воздуха в элементарном объеме градирни, °С;  
 $c_a$  – удельная теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К);  
 $\rho_a$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  
 $c_w$  – удельная теплоемкость воды Дж/(кг·К);  
 $r$  – удельная теплота парообразования воды, Дж/кг;  
 $B$  – коэффициент орошения, кг/кг.

Анализ приведенных дифференциальных уравнений материального баланса водяных паров (уравнения (3.26), (3.29)), теплового баланса воздушного потока (уравнения (3.27), (3.30)), теплового баланса воды (уравнения (3.28), (3.31)) позволяет сделать вывод о сложной многофакторной зависимости испарительного процесса. На охлаждение воды в градирне влияют режимные и конструктивные параметры аппарата, коэффициенты тепло-массопереноса, которые, в свою очередь, зависят от гидродинамических, диффузионных условий, а также от теплового режима в контактном узле [159, 207]. По данной причине применение представленных математических моделей на практике затруднено.

Для ряда градирен испарительного типа составлены индивидуальные графики, которые являются технологическим паспортом градирни, с помощью которого определяется температура охлажденной воды [54, 68].

Температура оборотной воды влияет на технико-экономические показатели оборудования [147]. Такой анализ представлен в табл. 3.7.

Анализ приведенных в табл. 3.7 данных, позволяет сделать вывод, что снижение температуры воды из градирни всего на 1 °С способствует экономии топлива – энергетических ресурсов, например, приводит к уменьшению расхода на 2–4 % электроэнергии на привод компрессоров холодильных машин или к уменьшению расхода до ~ 2 г условного топлива на выработку 1 кВт·ч электроэнергии и т.д.

Т а б л и ц а 3.7

## Влияние температуры воды на технологические показатели оборудования

Номер позиции	Изменение температуры воды	Влияние на показатели работы оборудования
1	2	3
1	Снижение температуры воды, подаваемой на конденсаторы турбин КЭС, на 1 °С	Уменьшение на 1,2–2 г расхода условного топлива на выработку 1 кВт·ч
2	Повышение температуры воды, подаваемой на конденсаторы ТЭС, на 1 °С	Снижение вакуума в конденсаторах на 0,5 %, что равноценно снижению мощности турбины на 0,4 %, или перерасходу пара на 0,5 %
3	Снижение температуры воды, подаваемой на конденсаторы компрессионных холодильных станций, на 1 °С	Уменьшение на 2–4 % расхода электроэнергии на привод компрессоров
4	Снижение температуры воды, подаваемой на конденсаторы парожекционных холодильных станций, на 7 °С (с 27 до 20 °С)	Уменьшение расхода пара с 3,4 до 2,1 т на 4 ГДж вырабатываемого холода
5	Снижение температуры воды при расчетах размеров теплообменной аппаратуры предприятий нефтехимии на 5 °С (с 30 до 25 °С)	Уменьшение на 23 % площади поверхности охлаждения теплообменников и на 20 % расхода металлов на изготовление
6	Снижение температуры воды на установке пиролиза нефти мощностью 340 тыс.т/год на 2,3 °С	Увеличение выработки топливно-энергетических ресурсов в год на 518 тыс. долл. США
7	Недоохлаждение воды в теплый период относительно ее расчетной температуры на предприятиях по выработке химической продукции	Уменьшение среднегодовой выработки кальцинированной соды примерно на 3,4 %, аммиака – на 10 %, метанола – на 8 %, сернистого натрия – на 4,5 %; уксусной кислоты – на 11 %.

**В градирнях, изготавливаемых отечественными производителями, например ООО «Тепломаш» (г. С.-Петербург), температура охлажденной воды превышает температуру мокрого термометра окружающего воздуха на 3 °С (из рекламного листа на градирню).**

С целью повышения охлаждающей мощности градирни и снижения температуры воды ниже температуры по мокрому термометру воздуха, разработано устройство [12, 23, 188].

Принципиальная схема устройства градирни для охлаждения воды приведена на рис. 3.15, общий вид и ее узлы – на рис. 3.16.

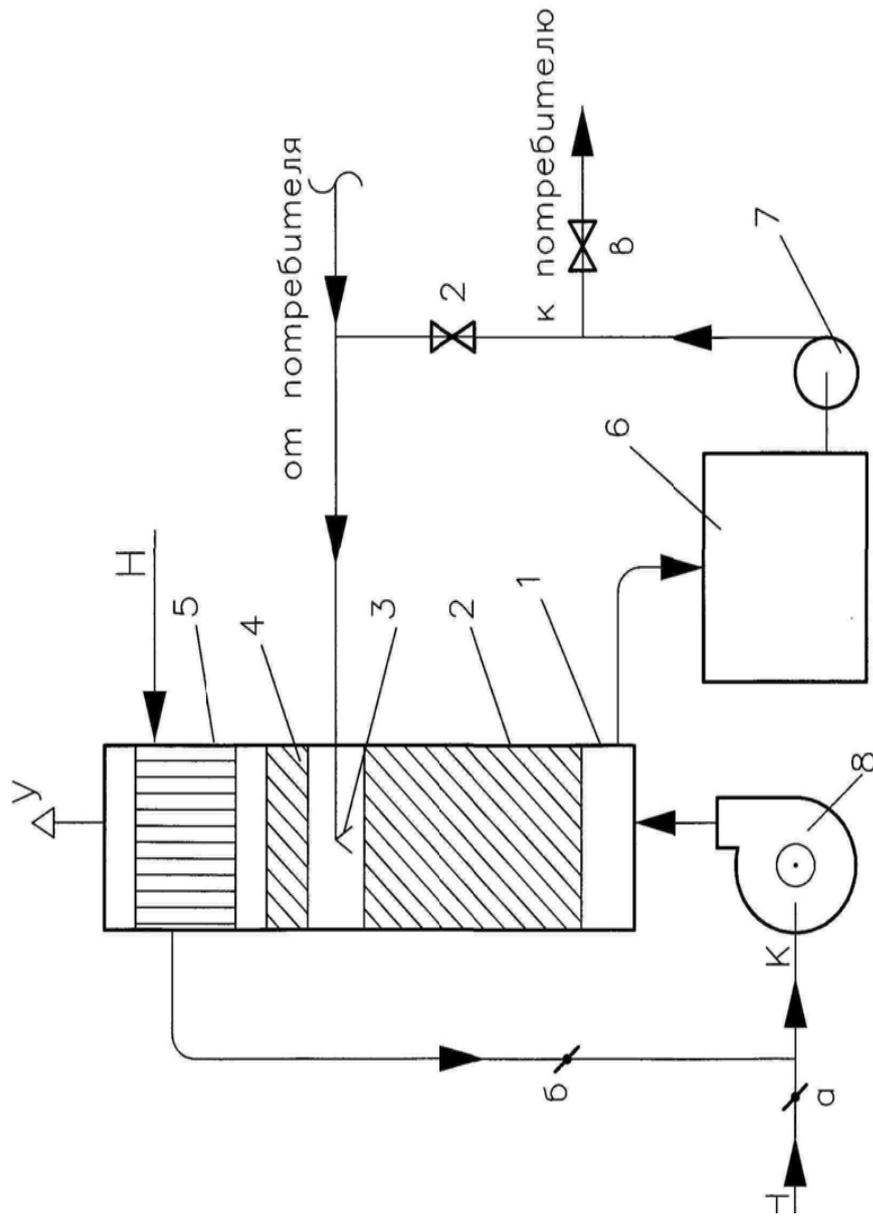


Рис. 3.14. Принципиальная схема градири с повышенной охлаждающей мощностью:  
 1 – корпус; 2 – насадка; 3 – распылитель (форсунка); 4 – каплеуловитель;  
 5 – воздушно-воздушный пластинчатый теплообменник; 6 – бак для воды;  
 7 – насос; 8 – вентилятор, а, б – шиберные задвижки; в, г – вентили

а



б



в



Рис. 3.15. Разработанная конструкция радиатори с повышенной охлаждающей мощностью:  
а – общий вид; б – насадка (контактный узел); в – теплообменник

Сверху за каплеуловителем 4 установлен пластинчатый теплообменник 5 [206]. Снизу данного устройства расположен аккумуляторный бак 6 для воды, насос 7 для подачи воды и вентилятор 8 для подачи воздуха.

Вентилятор соединен при помощи воздуховодов с теплообменником 5 и с нижней частью корпуса (градирни) 1.

Градирня работает следующим образом.

Наружный воздух за счет разрежения, создаваемым вентилятором 8, проходит через теплообменник 5, затем направляется в градирню под слой насадки 2. Проходя насадку, воздух подвергается прямому испарительному охлаждению и увлажнению за счет контакта с пленкой воды, стекающей сверху вниз по насадке. После насадки увлажненный воздух проходит каплеуловитель 4, теплообменник 5 и выбрасывается в атмосферу.

Из-за разницы температур воздух, уходящий из градирни (поток У), принимает теплоту от наружного воздуха (потока Н с температурой  $t_n$ ) и нагревается, наружный воздух при этом охлаждается. Поверхностный теплообменник 5 работает по принципу рекуперативного воздушно-воздушного теплообменника. Конструктивно он выполнен в виде пластинчатого теплообменника.

Таким образом, через слой насадки 2 проходит воздух, предварительно охлажденный в поверхностном теплообменнике 5.

Данная воздушная среда формирует режим прямого испарительного охлаждения при контактировании с пленкой воды, стекающей сверху вниз по насадке [67]. С понижением температуры воздушного потока температура воды, соответственно, снижается. Если циркуляция воды будет осуществляться по замкнутому контуру (используется рециркуляционная вода): бак 6 – насос 7 – форсунка 3 – насадка 2 – бак 6, процесс охлаждения воздуха в насадке будет адиабатическим, температура воды  $t_w$  будет равна температуре воздуха по мокрому термометру  $t_{мн}$ . При этом температура воздуха в результате адиабатического охлаждения понизится до  $\sim t_0$ . В данный момент времени (условно назовем этот период II стадией) движущая сила косвенного охлаждения наружного воздуха в теплообменнике 5  $\Delta t = (t_n - t_0)$  возрастает, т.е. повысится охлаждающая мощность воздушного потока, поступающего из насадки.

Наружный воздух будет охлажден в теплообменнике 5 до температуры еще ниже, чем  $t_k$ , т.е.  $t < t_k$ , что, соответственно, вызовет дальнейшее понижение температуры рециркуляционной воды в системе.

Разработанная конструкция градирни позволяет при организации двухступенчатого охлаждения наружного воздуха в данном устройстве (косвенного и прямого охлаждения) создавать условия для устойчивого понижения температуры воды до значений ниже температуры мокрого термометра воздуха. Такой эффект нельзя достичь с использованием существующих устройств.

При использовании охлажденной воды в системе оборотного водоснабжения, например, в конденсаторах холодильных машин и др., температурно-влажностный режим работы данного устройства будет несколько отличаться от изоэнтальпийного (адиабатического) увлажнения и охлаждения воздуха в насадке градирни в соответствии с указаниями, приведенными в [48, с. 131–132].

Для сокращения времени выхода градирни на стабильный рабочий режим рационально использовать две стадии работы:

*I стадия – стадия пуска.*

При этом теплообменник 5 (рис. 3.14) отключен, наружный воздух при помощи вентилятора 8 поступает в нижнюю часть насадки 2, минуя теплообменник; шибер (б) закрыт, шибер (а) открыт; насадка орошается рециркуляционной водой при помощи насоса 7. Отбор воды на сторону (потребителю) не производится, вентиль (в) закрыт, вентиль (г) открыт. Продолжительность стадии зависит от времени достижения температуры воды  $t_w = t_{\text{мн}}$ .

*II стадия – рабочая.* Включают в работу теплообменник 5: шибер (а) закрывают, шибер (б) открывают. Происходит отбор воды из бака 6 насосом 7 потребителю, при этом вентиль (в) открывают, вентиль (г) закрывают. Вода от потребителя непрерывно поступает через форсунку 3 на насадку 2 для охлаждения воздуха, который предварительно подвергся косвенному охлаждению наружным воздухом в теплообменнике 5 (рис. 3.14).

Согласно уравнению теплопередачи  $F = Q / K \cdot \Delta t_{\text{ср}}$ , применение разработанного устройства – градирни с повышенной охлаждающей мощностью при оборотном водоснабжении конденсаторов компрессионных холодильных машин позволяет при увеличении движущей силы теплопередачи, т.е. средней разности температур  $\Delta t_{\text{ср}}$  между рабочими средами, уменьшить поверхность теплопередачи  $F$  при заданной тепловой нагрузке  $Q$ . Это способствует уменьшению размеров конденсаторного блока, снижению материалоемкости и его стоимости [109, 127].

Для оценки влияния режимных параметров процесса на эффективность охлаждения воды в компактной градирне проведены экспериментальные исследования на лабораторном стенде.

Применялся математический метод планирования экспериментов. Был реализован полный факторный эксперимент ПФЭ  $2^3$  [46, 141].

На основе теоретических исследований в качестве независимых переменных факторов приняты:  $X_1$  – расход воздуха в градирне,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;  $X_2$  – плотность орошения,  $\text{м}^3/(\text{ч} \cdot \text{м}^2)$ ;  $X_3$  – время работы градирни, мин.

Уровни варьирования факторов приведены в табл. 3.8.

В качестве функций отклика приняты:

$y_1$  – температура охлажденной воды в баке градирни  $t_w$ , °С;

$y_2$  – разность температур  $\Delta t = (t_{\text{м}} - t_w)$ , °С (температурный показатель);

$y_3$  – аэродинамическое сопротивление градирни  $\Delta P$ , мм вод. ст.

Т а б л и ц а 3.8

## Уровни варьирования факторов

Факторы	Уровни варьирования		
	нижний	основной	верхний
$X_1$ – расход воздуха, м <sup>3</sup> /ч	100	150	200
$X_2$ – плотность орошения, м <sup>3</sup> /(ч·м <sup>2</sup> )	0,3	0,9	1,5
$X_3$ – время работы градирни, мин	10	15	20

Результаты проведенных экспериментов приведены в табл. 3.9.

Т а б л и ц а 3.9

Матрица планирования экспериментов ПФЭ 2<sup>3</sup>  
и результаты ее реализации

Номер опыта	Факторы			Функции отклика		
	$X_1$	$X_2$	$X_3$	$y_1' / y_1''$	$y_2' / y_2''$	$y_3' / y_3''$
1	+	+	+	18,2/16,2	2,6/2,4	46/36
2	–	+	+	16,6/16,2	2,4/2,2	23/22
3	+	–	+	17,8/17,4	2,2/1,6	35/44
4	–	–	+	16,6/17,8	0,8/1,2	23/22
5	+	+	–	16,6/18,5	0,6/0,7	45/35
6	–	+	–	17,0/17,6	1,0/0,6	22/21
7	+	–	–	17,0/17,0	0,2/0,2	44/44
8	–	–	–	19,2/17,4	0,1/0,1	21/22

В таблице  $y_i' / y_i''$  – значения функций отклика в параллельных опытах.

Все опыты дублировались и были рандомизированы во времени.

На основе регрессионного анализа получены уравнения регрессии [46, 76]:

$$y_1 = 17,25 - 0,05x_1 - 0,15x_2 - 0,28x_3; \quad (3.32)$$

$$y_2 = 1,18 + 0,13x_1 + 0,38x_2 + 0,74x_3; \quad (3.33)$$

$$y_3 = 31,6 + 9,0x_1. \quad (3.34)$$

Уравнения адекватно описывают поверхности откликов при уровне значимости  $\alpha = 0,05$ , в частности  $F_{ад}^{расч} = 0,81 < F_{\alpha}^{табл}(4; 8) = 3,8$  для уравнения (3.32);  $F_{\alpha}^{расч} = 1,73 < F_{\alpha}^{табл}(4; 8) = 3,8$  для уравнения (3.33);  $F_{\alpha}^{расч} = 0,26 < F_{\alpha}^{табл}(6; 8) = 3,6$  для уравнения (3.34).

Из данных, приведенных в табл. 3.9, следует, что во всех опытах температура воды, охлажденной в градирне, была ниже температуры окружающего воздуха по мокрому термометру.

Также следует из уравнения (3.32), что на температуру воды в баке  $t_w$  значимо влияли все три фактора: расход воздуха, плотность орошения, время работы установки. Температура охлажденной воды в баке уменьшалась с увеличением данных факторов.

В то же время разность температур между температурой мокрого термометра воздуха и охлажденной воды (температурный показатель) увеличивалась с повышением расхода воздуха, плотности орошения и продолжительности процесса (уравнение (3.33)).

Для построения графических зависимостей представим уравнение (3.33) в натуральном выражении факторов [141]:

$$Y_2 = -2 + 0,0026X_1 + 0,6333X_2 + 0,148X_3; \quad (3.35)$$

Данные зависимости (рис. 3.16–3.18) построены на основе уравнения 3.35 при фиксировании одного фактора на верхнем уровне.

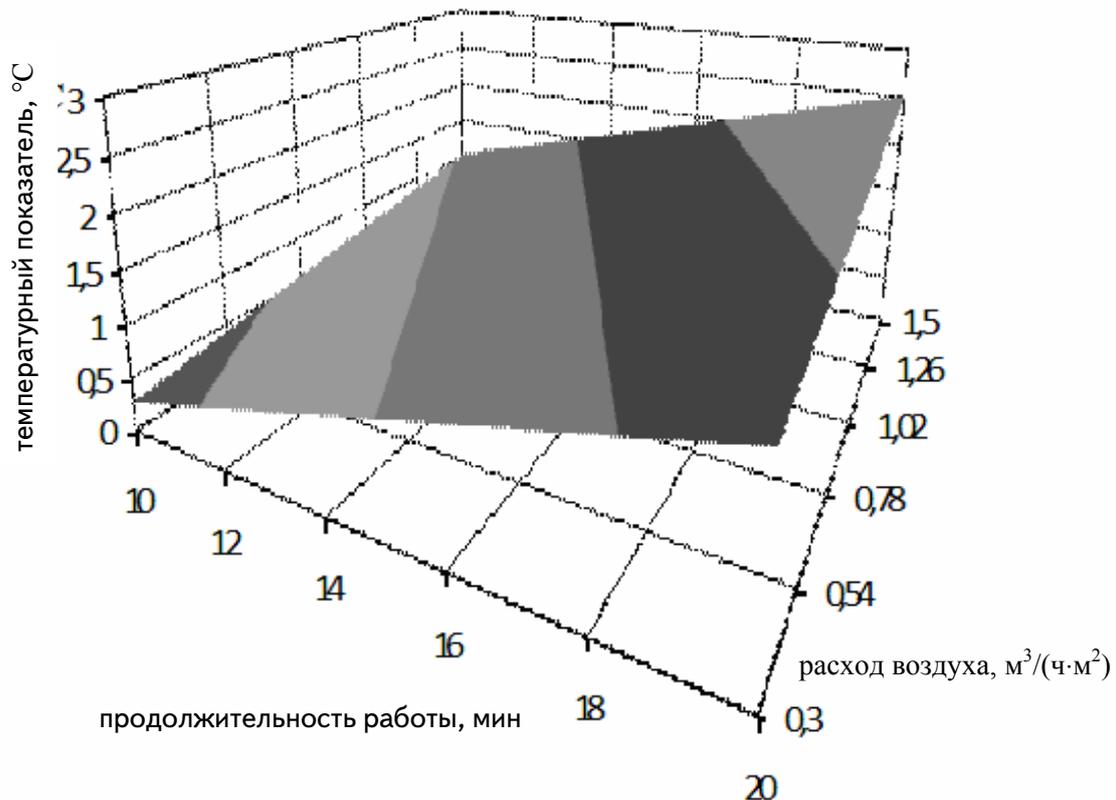


Рис. 3.16. Зависимость  $\Delta t = f(\tau, q)$

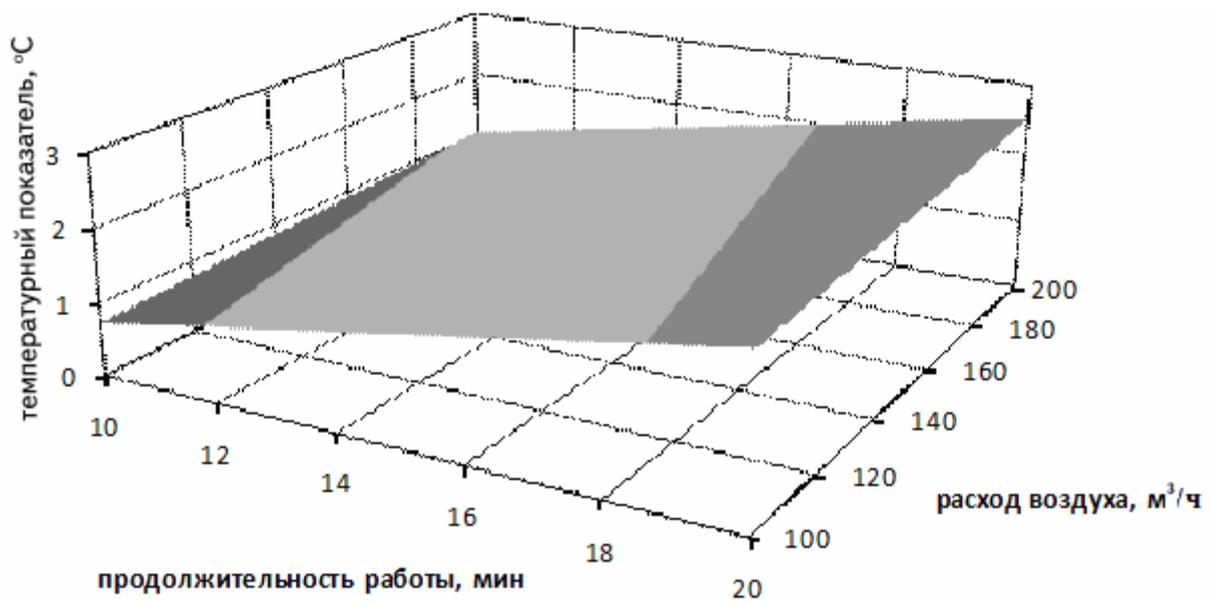


Рис. 3.17. Зависимость  $\Delta t = f(\tau, G)$

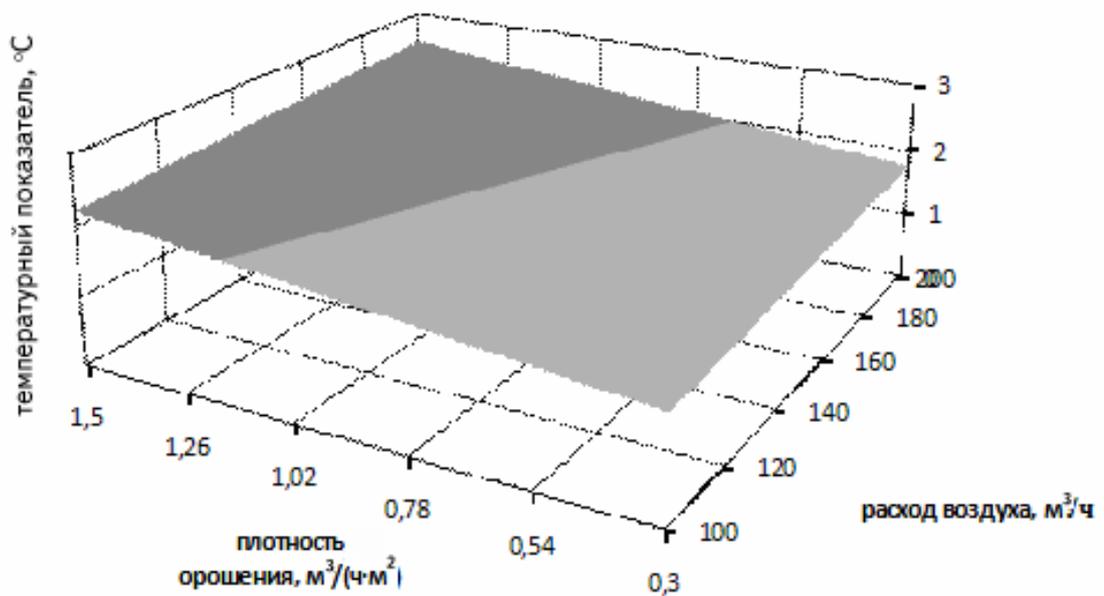


Рис. 3.18. Зависимость  $\Delta t = f(q, G)$

Графические зависимости, приведенные на рис. 3.16–3.18, показывают, что температурный показатель в опытах повышался до 2,5 °С.

Установлено, что на аэродинамическое сопротивление градирни оказывал влияние только расход воздуха, оно росло с увеличением объемного расхода (скорости) воздуха (уравнение (3.34)).

На втором этапе экспериментальных исследований проведены дополнительные опыты по оптимизации процесса [27, 67, 194].

В качестве параметра оптимизации выбран температурный показатель  $Y_2$ , т.е. разность температур  $\Delta t = (t_m - t_w)$ , °C (табл. 3.8).

Был реализован метод крутого восхождения [35].

В качестве режимных факторов приняты:  $X_1$  – расход воздуха,  $X_2$  – плотность орошения. Фактор  $X_3$  – время работы градирни стабилизировали на основном уровне ( $X_3 = 15$  мин).

Базовый фактор определялся расчетным путем [141].

$$b_1 \cdot \lambda_1 = 0,13 \cdot 50 = 6,5; b_2 \cdot \lambda_2 = 0,38 \cdot 0,6 = 0,23; b_3 \cdot \lambda_3 = 0,74 \cdot 5 = 3,7 \quad (3.36)$$

(здесь  $b_i$  – коэффициенты регрессии,  $\lambda_i$  – шаг варьирования).

Согласно расчету (3.36) базовым фактором является первый фактор  $X_1$  – расход воздуха.

Шаг движения для первого фактора принят меньше его шага варьирования в основном эксперименте  $\lambda_a' = 20$  м<sup>3</sup>/ч.

Шаг движения для второго фактора определялся расчетом:

$$\lambda_2' = (b_2 \cdot \lambda_2 / b_1 \cdot \lambda_1) \lambda_a' = (0,38 \cdot 0,6 / 0,13 \cdot 50) 20 = 0,7. \quad (3.37)$$

Установлено, что для второго фактора вычисленный шаг движения оказался по численному значению близким к его шагу варьирования в основном эксперименте (табл. 3.8).

Результаты дополнительных опытов приведены в табл. 3.10.

Т а б л и ц а 3.10

Результаты крутого восхождения

Номер опыта	$X_1$ , м <sup>3</sup> /ч	$X_2$ , м <sup>3</sup> /(ч·м <sup>2</sup> )	$X_3$ , мин	$y_2$ , °C
1	150	0,9	15	1,9
2	170	1,6	15	3,7
3	190	2,3	15	4,8
4*	210	3,0	15	–

\* Опыт 4 провести не удалось из-за ограниченных конструктивных и режимных параметров опытного образца градирни.

Из анализа экспериментальных данных, приведенных в табл. 3.10, можно сделать вывод, что во всех дополнительных опытах (№ 1, 2, 3) температурный показатель воды возрастал с 1,9 до 4,8 °C, т. е. температура воды в градирне снижалась, охлаждающий эффект увеличивался. При этом температура воды на выходе из градирни во время проведения всех опытов была ниже температуры воздуха по мокрому термометру.

Наглядно движение по градиенту представлено на рис. 3.19.

Здесь заштрихованная площадь представляет область изученного факторного пространства, для которого применимо уравнение регрессии (3.33).

В опыте 3 температура охлажденной воды была ниже температуры воздуха по мокрому термометру на  $4,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ . По сравнению с температурой охлажденной воды, получаемой на градирне фирмы «Тепломаш», г. Санкт-Петербург, по абсолютной величине снижение температуры воды равно:  $3 + 4,8 = 7,8 \approx 8\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

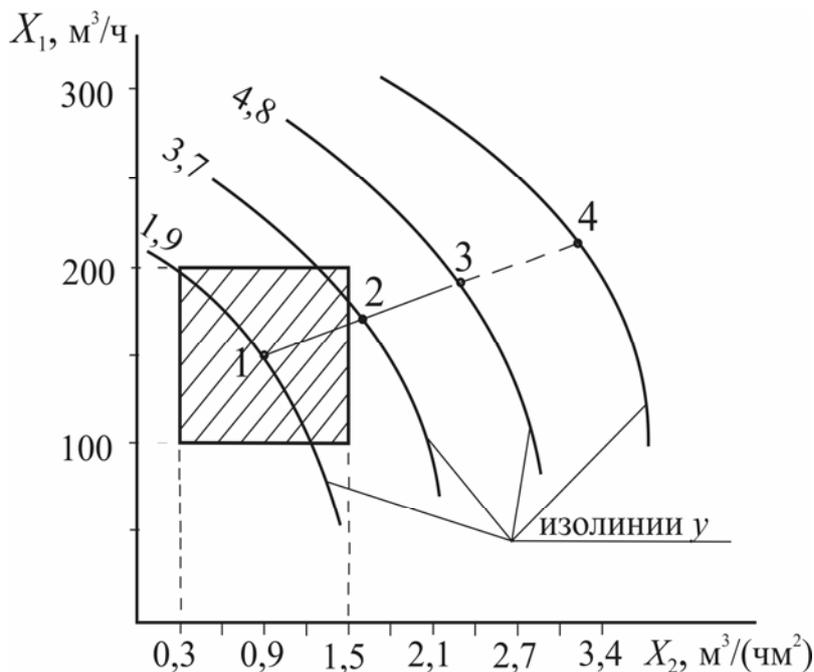


Рис. 3.19. Движение по градиенту

В соответствии с данными, приведенными в табл. 3.7, уменьшение температуры воды в градирне позволит снизить расход электроэнергии на привод компрессора холодильной машины на 15...30 %.

Таким образом, проведенные экспериментальные исследования подтвердили возможность эффективного охлаждения воды в компактной градирне с многоступенчатым охлаждением воздуха, воду можно охлаждать до температуры на несколько градусов ниже, чем температура окружающего воздуха по мокрому термометру. На основе исследований определены значимые факторы, позволяющие увеличить указанную разность температур, т.е. повысить охлаждающий эффект в разработанной градирне [14, 23, 31].

Теоретические и экспериментальные исследования позволили получить математические модели в виде регрессионных уравнений (3.32) – (3.34), адекватно описывающие охлаждение воды в градирне, и на их основе провести оптимизацию процесса. Они предлагаются для практического

определения температуры охлаждения воды в типовой градирне при данных режимных параметрах.

Для градирен испарительного типа, традиционно выпускаемых отечественными производителями, теоретическим пределом охлаждения воды является температура наружного воздуха по мокрому термометру, практически же вода в них охлаждается на 3...5 °С выше температуры мокрого термометра воздуха.

В настоящее время экспериментальный стенд – компактная градирня является базовым элементом учебного процесса при выполнении лабораторного практикума по курсу «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение» при подготовке бакалавров, магистров по направлению Строительство [9].

## 4. РАЗРАБОТКА ПРОЦЕССОВ И ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА В СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ НА ОСНОВЕ ТВЕРДЫХ СОРБЕНТОВ

### 4.1. Исследование адсорбционных процессов для осушения воздуха

В целях дальнейшего совершенствования систем кондиционирования предлагается использовать твердые сорбенты для тепловлажностной обработки воздуха, т.е. применять процессы адсорбции.

Теоретические и экспериментальные исследования в области адсорбции отражены в научных трудах М.М. Дубинина, Ю.И. Шумяцкого, Н.В. Кельцева, И.Е. Неймарка, С.И. Дворецкого, С.М. Анисимова, В.Ф. Васильева, и др.

Рассмотрим теоретические аспекты осушения воздуха на основе твердых сорбентов.

Адсорбция – процесс поглощения газов, паров или жидкостей поверхностью пористых твердых тел (адсорбентов).

Процессы адсорбции являются избирательными и обратимыми. Каждый поглотитель обладает способностью поглощать лишь определенные вещества и не поглощать другие. Поглощенное вещество всегда может быть выделено из поглотителя путем десорбции [98, 144, 184].

Основные термины, применяемые при адсорбции:

*адсорбент* – твердое тело, на поверхности или в порах которого происходит адсорбция;

*адсорбтив* – поглощаемое из газовой фазы вещество;

*адсорбат* – поглощенное вещество адсорбентом;

*десорбция* – процесс выделения адсорбата из адсорбента.

Адсорбенты отличаются высокой пористостью, имеют большую удельную поверхность и относятся к классу капиллярно-пористых коллоидных тел. Так, у наиболее распространенных адсорбентов удельная поверхность может достигать  $1000 \text{ м}^2/\text{г}$  и более [48, 77].

Адсорбенты применяют в виде зерен диаметром 2-8 мм или в пылевидном состоянии [55, 110].

Адсорбция может протекать в неподвижном, движущемся или кипящем слое адсорбента [96, 133].

При адсорбции возможны очень большие скорости поглощения и полное извлечение компонентов, выделение которых другими способами часто невозможно из-за их малой концентрации в смеси.

Адсорбционные процессы применяют в различных областях техники: санитарная очистка газовых (воздушных) систем, улавливание ценных компонентов, осушение газов и др. [7, 95, 98].

В системах кондиционирования воздуха адсорбционные процессы применяют для осушения воздуха путем сорбции водяных паров. Для этого воздушный поток пропускают через слой зернистого адсорбента [55, 48, 98].

Различают физическую и химическую адсорбцию [59, 65, 92, 195].

При физической адсорбции взаимодействие молекул с поверхностью адсорбента определяется сравнительно слабыми силами (дисперсными, индукционными, ориентационными). Для физической адсорбции характерны высокая скорость, малая прочность связи между поверхностью адсорбента и адсорбтивом, малая теплота адсорбции (до 60 кДж/моль) [92].

В основе химической адсорбции лежит химическое взаимодействие между адсорбентом и адсорбируемым веществом. Действующие при этом силы значительно больше, чем при физической адсорбции, а высвобождающаяся теплота сопоставима с теплотой химической реакции (она колеблется в пределах 20–400 кДж/моль).

Перечисленные виды адсорбции часто сопутствуют друг другу, однако наибольшее значение для осушения воздуха имеет физическая сорбция [98].

С течением времени при адсорбции наступает равновесие, при котором устанавливается определенная зависимость между концентрацией адсорбируемого вещества  $X^*$  (кг/кг адсорбента) и его концентрацией  $Y^*$  в газовой фазе. Для водяного пара равновесную концентрацию можно заменить равновесным парциальным давлением  $P^*$ . [95].

Условие равновесия описывают следующими уравнениями [96, 162]:

$$X^* = A(Y^*)^{\frac{1}{n}}; \quad (4.1a)$$

$$X^* = A_1(P^*)^{\frac{1}{n}}; \quad (4.1б)$$

$$X^* = \frac{abP^*}{1 + aP^*}; \quad (4.1в)$$

где  $A$ ,  $A_1$ ,  $a$ ,  $b$ ,  $n$  – коэффициенты.

Зависимости (4.1a – 4.1в) соответствуют определенной температуре, их графическое изображение носит название изотермы адсорбции.

Предложен ряд теорий для разработки математических моделей, описывающих изотерму адсорбции [98, 162].

Выявлено пять типов изотерм физической адсорбции паров [98, 184]. Они приведены на рис. 4.1.

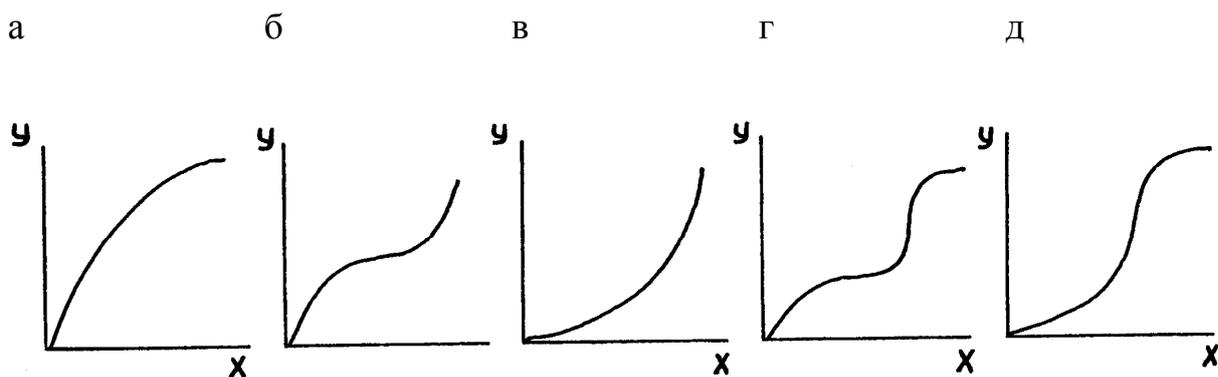


Рис. 4.1. Типы изотерм адсорбции

Изотерма типа «а» соответствует мономолекулярной ленгмюровской адсорбции; изотермы типа «б», «в» – мономолекулярной и полимолекулярной адсорбции. Изотермы типа «г», «д» характерны для случая, когда мономолекулярная и полимолекулярная адсорбции сопровождаются капиллярной конденсацией.

При выборе типа изотерм адсорбции чаще всего исходят из моделей мономолекулярной адсорбции (по Ленгмюру), полимолекулярной адсорбции (по БЭТ – теория Брунауер, Эммет, Теллер), теории объемного заполнения микропор (ТОЗМ).

*Уравнение Фрейндлиха* (4.1а, 4.1б), справедливое в случае мономолекулярной физической или химической адсорбции, представляет эмпирическое соотношение, его широко применяют при расчете промышленных аппаратов, часто представляют в виде:

$$v = kP^{\frac{1}{n}}, \quad (4.2)$$

где  $v$  – адсорбированный объем;  $k$  – коэффициент.

*Уравнение Ленгмюра* (4.1в) является одним из первых, выведенных теоретически. Оно получено для мономолекулярной физической адсорбции, но применимо и к хемосорбции [65]. Обычно представляют в виде:

$$v = \frac{bPv_m}{1 + bP}, \quad (4.3)$$

где  $v_m$  – объем вещества, адсорбируемого при мономолекулярном заполнении поверхности.

*Уравнение БЭТ.* Теория Брунауер, Эммет, Теллер (БЭТ) позволяет получить уравнения, описывающие все пять типов изотерм адсорбции: мономолекулярную, многослойную адсорбцию, а также учитывающие протекание капиллярной конденсации (рис. 4.1).

Общее уравнение адсорбции имеет вид:

$$\frac{v}{v_m} = \left( \frac{cx}{1-x} \right) \left[ \frac{1 + nx^{n+1} - (n-1)x^n}{1 + (c-1)x - cx^{n+1}} \right], \quad (4.4)$$

где  $x$  – функция, зависящая от давления;

$n$  – число адсорбированных слоев;

$c$  – константа, связанная с величиной теплоты адсорбции.

Основные факторы, влияющие на адсорбцию [98, 110]:

– свойства адсорбента;

– температура;

– давление;

– свойства поглощаемых веществ;

– состав фазы, из которой вещества адсорбируются.

В целях интенсификации процессов адсорбции и десорбции водяных паров в системах кондиционирования рассмотрим факторы, влияющие на эти процессы, и теоретические основы взаимодействия влаги с сорбентом. Это важно для разработки оборудования тепловлажностной обработки воздуха.

Адсорбция ускоряется при понижении температуры или при повышении давления. Эти же факторы влияют на процесс десорбции в обратном направлении. Десорбция ускоряется с повышением температуры адсорбента и снижением давления, а также при пропускании через слой адсорбента паров, газов, вытесняющих поглощенное вещество.

При адсорбции может происходить «проскок» компонентов – это явление (момент) при адсорбции, когда адсорбент перестает полностью поглощать извлекаемый компонент.

Адсорбенты характеризуются статической и динамической активностью [98, 162].

Динамическая активность адсорбента – количество вещества, поглощенное единицей веса (объема) адсорбента за время от начала адсорбции до начала проскока.

Статическая активность адсорбента – количество вещества, поглощенное тем же количеством адсорбента за время от начала адсорбции до установления равновесия.

Динамическая активность сорбента всегда меньше статической, поэтому расход адсорбента определяется по его динамической активности.

От активности адсорбента зависят размеры адсорбционной аппаратуры, эффективность очистки газов.

При совершенствовании оборудования для тепловлажностной обработки воздуха необходимо учитывать, что адсорбционная емкость адсорбента зависит от его природы. Она возрастает с увеличением поверхности, пористости, с уменьшением размеров пор адсорбента и, как уже указывалось выше, с повышением концентрации адсорбтива в газе-носителе и давления в системе. С увеличением температуры и влажности адсорбционная емкость адсорбентов снижается. Перед использованием адсорбенты подвергают просушке, часто в вакууме. Многие адсорбенты выдерживают несколько сотен и тысяч циклов «адсорбция – десорбция» без существенной потери активности [110, 162].

При выборе адсорбента для системы кондиционирования воздуха воспользуемся научными данными о строении его порового пространства [59, 65, 92].

Согласно классификации академика М.М. Дубинина [77], поры в твердых телах подразделяются на следующие типы:

- макропоры с радиусом более 100–200 нм;
- переходные (мезопоры) с радиусом от 1,5 до 100 нм;
- микропоры с радиусом до 1,5 нм.

Макропоры с размерами пор более 100 (200) нм являются транспортными каналами для подвода адсорбируемых молекул к мезопорам и микропорам. В макропорах и мезопорах наблюдается послойный механизм адсорбции, в микропорах же, размер которых соизмерим с размерами адсорбируемых молекул, адсорбция носит характер объемного заполнения. Поэтому для микропористых адсорбентов объем пор, а не его поверхность, имеет основное значение в адсорбции.

В системах кондиционирования воздуха рекомендуется применять различные по структуре адсорбенты [48].

При этом необходимо иметь в виду, что адсорбент с крупными порами лучше адсорбирует вещества с большими размерами молекул и при высоких давлениях. Среднепористый адсорбент эффективнее адсорбирует при средних давлениях, а мелкопористый – при низких давлениях [98].

Удельный объем микропор в адсорбентах достигает 0,2–0,6 см<sup>3</sup>/г, удельная поверхность – до 500 м<sup>2</sup>/г и более. Поэтому микропоры играют основную роль при разделении газовых смесей, особенно при очистке газов от малых концентраций примесей.

Для совершенствования адсорбционного оборудования системы кондиционирования рассмотрим механизм процесса осушения воздуха при адсорбции.

Установлено [184], что при частичном заполнении жидкостью капиллярного канала ее мениск приобретает вогнутую форму. Впервые количе-

ственную зависимость упругости насыщенного пара жидкости от кривизны сферической поверхности мениска получил Кельвин (Томпсон) [92]. Он вывел уравнение

$$\ln \frac{P}{P_0} = \pm \frac{2\sigma V_m}{rRT}, \quad (4.5)$$

где  $P$  – давление насыщенного пара над выпуклой (знак +) или вогнутой поверхностью (знак –), Па;

$P_0$  – давление насыщенного пара над плоской поверхностью, Па;

$\sigma$  – поверхностное натяжение жидкости, Н/м;

$V_m$  – молярный объем, м<sup>3</sup>;

$r$  – радиус мениска, м;

$R$  – универсальная газовая постоянная, Дж/(кмоль·К);

$T$  – температура, К.

После преобразования формулы (4.5) получим:

$$\frac{P}{P_0} = e^{\pm \frac{2\sigma V_m}{rRT}}. \quad (4.6)$$

Для плоской поверхности  $r = \infty$ , согласно уравнению (5.6)  $P = P_0$ .

Для выпуклой поверхности (любое отличное от бесконечности значения величины  $r$ ) правая часть уравнения (5.6) больше единицы, т.е.  $P > P_0$ .

Для вогнутой поверхности уравнение (4.6) соответствует виду:

$$\frac{P}{P_0} = \frac{1}{e^{\frac{2\sigma V_m}{rRT}}}. \quad (4.7)$$

Из этого уравнения следует, что при тех же значениях величины  $r$  правая часть уравнения (4.7) меньше единицы, т.е.  $P < P_0$ .

При изучении процессов массообмена между влажным воздухом и адсорбентом необходимо учитывать, что парциальное давление водяных паров над вогнутой поверхностью мениска меньше парциального давления водяных паров над плоской поверхностью жидкости. В окружающем воздухе парциальное давление водяных паров выше, чем в поровом пространстве сорбента, где мениски жидкости имеют вогнутую форму. Ввиду разницы парциальных давлений происходит сорбция водяных паров из воздуха телом адсорбента, т.е. осушение воздуха. При этом водяной пар претерпевает фазовое превращение, он переходит из парообразного состояния в жидкое состояние. Данный процесс соответствует капиллярной конденсации. Отмечается [66, 92, 184], что капиллярная конденсация происходит по двум принципиально различным механизмам: во-первых, это адсорбция пара на поверхности; во-вторых, его объемная конденсация в порах. Имеется также третий механизм, присущий только микропористым сорбентам, – это объемное адсорбционное заполнение микропор.

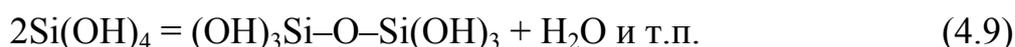
Капиллярная конденсация влаги сопровождается выделением удельной теплоты испарения и удельной теплоты смачивания. Полная удельная теплота адсорбции составляет 2930 кДж/кг, из которых около 420 кДж/кг составляет теплота смачивания. Теплота адсорбции повышает температуру, как слоя адсорбента, так и осушаемого воздуха [55].

Учитывая изложенное выше, рекомендуется применять в качестве промышленных адсорбентов активные угли, силикагели, алюмогели, цеолиты [77, 98, 110]. Интенсивно ведутся научно-исследовательские работы по разработке адсорбентов на композиционной основе путем введения в поровое пространство методом осаждения активирующих добавок в виде минеральных солей (хлоридов кальция, магния и др.) [92].

Анализ опубликованных теоретических исследований [48, 77, 98, 99, 128] позволяет сделать вывод, что для осушения воздуха наибольшее практическое значение имеет силикагель. Это важно учитывать при выборе адсорбента в условиях совершенствования системы кондиционирования воздуха.

Силикагель – гидратированный аморфный кремнезем, т.е. гель кремневой кислоты. Его формула  $\text{SiO}_2 \cdot \text{H}_2\text{O}$ .

Силикагель получают при взаимодействии солей поликремневых кислот с минеральными кислотами [128, 162]. В ходе синтеза образуется аморфный гидратированный кремнезем, последующие превращения которого идут с отщеплением воды по механизму поликонденсации. Процесс поликонденсации приводит к образованию частиц коллоидных размеров – глобул. Первые стадии этого процесса могут быть описаны следующими уравнениями:



Затем проводят дополнительные стадии процесса поликонденсации: промывку геля водой, сушку при  $t = 100 \dots 150$  °С, прокаливание при  $t \sim 800$  °С, дробление, просеивание для получения гранул определенного размера.

Силикагели, полученные в кислой среде и промытые подкисленной водой, имеют мелкие поры, в щелочной среде – крупные поры, т.е. структура сорбента зависит от рН среды.

По внешнему виду силикагели – это твердые стекловидные прозрачные или матовые зерна, бесцветные или светло-коричневые.

Диаметр частиц силикагеля равен 2–7 мм. Удельная поверхность порового пространства достигает 400 м<sup>2</sup>/г, плотность твердого вещества силикагеля равна 2,2...2,3 г/см<sup>3</sup>, плотность сорбента в насыпном состоянии составляет 0,45...0,70 г/см<sup>3</sup>, объем капилляров – 40...60 % от общего объема [128].

В системах кондиционирования воздуха применяют силикагель марки КСМ (крупный силикагель мелкопористый) [48, 55].

Размеры глобул (2–30 нм) определяются условиями синтеза и, в свою очередь, задают характер пористой гранулы структуры адсорбента.

На рис. 4.2 приведены модели двух глобулярных структур силикагеля.

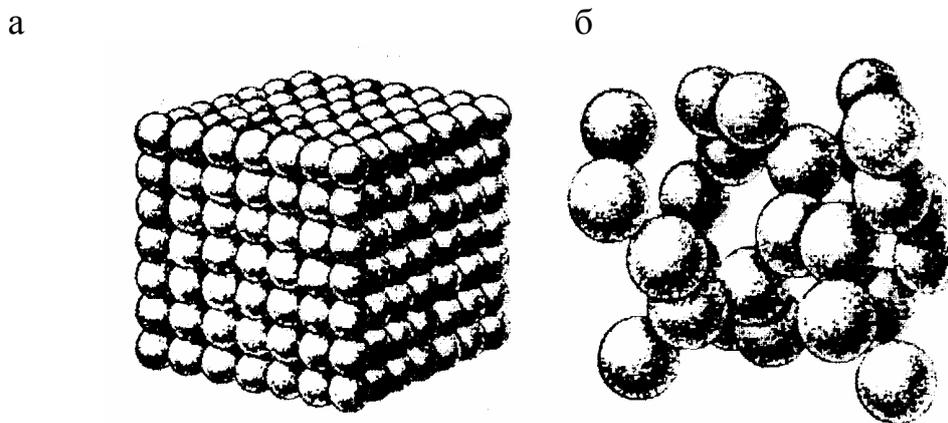


Рис. 4.2. Модели глобулярной структуры мелкопористого (а) и крупнопористого (б) силикагелей

Обычную для адсорбции классификацию пор по размерам (микро-, мезо-, макро-) для силикагелей не используют. Ее непригодность видна из схематичных изображений, представленных на рис.4.2,а.

В силикагелях нет других пор, кроме пространств переменного размера между глобулами, размеры которых определяют размеры пространств. По величине глобул силикагели подразделяют на мелко-, средне- и крупнопористые. Поверхность глобул, обращенная внутрь межглобулярного пространства, содержит кислые гидроксилы:  $-\text{OH}^+$ . Модель поверхности силикагеля может быть представлена схемой, приведенной на рис. 4.2\*.

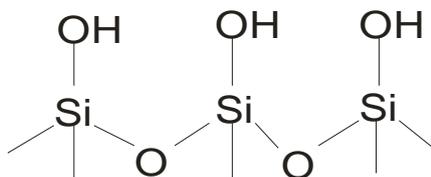


Рис. 4.2\*. Модель поверхности силикагеля

Таким образом, поверхность силикагеля несет положительный заряд и способна к специфическим (электростатическим) взаимодействиям.

Рабочие уравнения для описания равновесной адсорбции воды на силикагелях отсутствуют, в технологических расчетах используется экспериментальная информация. Ее пример приведен на рис. 4.3 [74], здесь представлены изотермы адсорбции воды на двух образцах силикагелей.

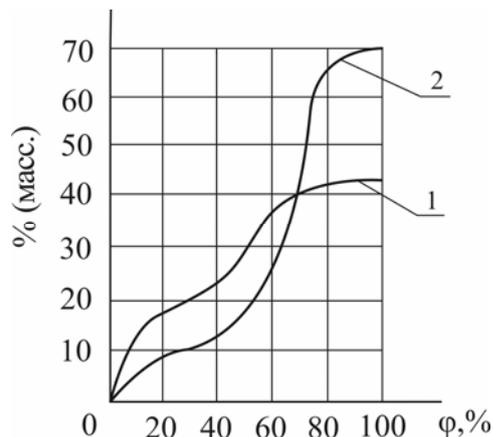


Рис. 4.3. Изотермы адсорбции воды на мелкопористом (2) и среднепористом (1) силикагелях при 20 °С

Изотермы адсорбции (рис. 4.3) имеют неленгмюровский характер, что связано с протеканием в порах силикагеля капиллярной конденсации (см. рис. 4.1,г).

Основные технологические свойства промышленных адсорбентов приведены в табл.4.1 [128].

Т а б л и ц а 4.1

Технологические свойства промышленных адсорбентов

Свойство	Адсорбенты		
	силикагель	алюмогель	цеолит
1	2	3	4
Равновесная влагоемкость при низких парциальных давлениях воды	Низкая	Низкая	Высокая
То же при высоких парциальных давлениях	Высокая	Высокая	Высокая
Пригодность для осушки горячих газовых сред	Не пригоден	Не пригоден	Пригоден
Устойчивость к капельной влаге	Не устойчив	Устойчив	Ограниченно устойчив
Устойчивость к присутствию в газе кислых компонентов	Устойчив	Не устойчив	Ограниченно устойчив
Каталитическая активность в реакциях полимеризации ненасыщенных соединений	Активен	Не активен	Активен
Механическая прочность	Прочный	Прочный	Ограниченно прочный
Стоимость	Низкая	Очень высокая	Высокая

Анализ данных, приведенных в табл. 4.1, и литературных источников [77, 98, 110] показал, что силикагель имеет следующие достоинства:

- высокая избирательная поглотительная способность к водяным парам и гидрофильность;

- низкая температура, требуемая для стадии регенерации (110...200 °С) и, как следствие, более низкие энергозатраты при регенерации, чем у других промышленных сорбентов;
- возможность синтеза силикагелей в широком интервале заданных структурных характеристик при использовании достаточно простых технологических приемов;
- низкая себестоимость при промышленном производстве;
- высокая механическая прочность по отношению к истиранию и раздавливанию;
- негорючесть.

Недостатком силикагеля является разрушение его зерен под воздействием капельной влаги.

Из изложенного в разд. 4.1 следует, что для совершенствования систем кондиционирования и разработки оборудования тепловлажностной обработки воздуха в качестве базового сорбента следует применять силикагель марки КСМ.

## 4.2. Теоретическое исследование процессов теплообмена в осушителе воздуха на твердом сорбенте

В данном разделе приведены теоретические исследования и математические модели взаимодействия влажного воздуха с твердым сорбентом.

Динамическая осушка воздуха твердыми сорбентами может осуществляться на аппаратах двух типов [48, 167, 177]:

- с неподвижным слоем адсорбента;
- с непрерывно вращающимся слоем адсорбента.

Рассмотрим режимы и составим описание адсорбционных процессов осушения воздуха в данных аппаратах на основе математического моделирования [74, 211].

### **а) Конвективный теплообмен в неподвижном зернистом слое при адиабатической адсорбции**

Для осушения воздуха воздушный поток пропускают через слой неподвижного зернистого адсорбента. Происходит адсорбция водяных паров в его поровом пространстве, которая сопровождается выделением теплоты.

В данных условиях адсорбцию следует рассматривать как совмещенный теплообмен в зернистом слое.

Процесс теплообмена в зернистом слое составляют перемещения температурных и концентрационных фронтов (волн). Поэтому динамику процессов переноса в зернистом слое называют *фронтальной динамикой*.

Рассмотрим данный процесс в цилиндрическом адсорбере, в котором находятся гранулы адсорбента (рис. 4.4).

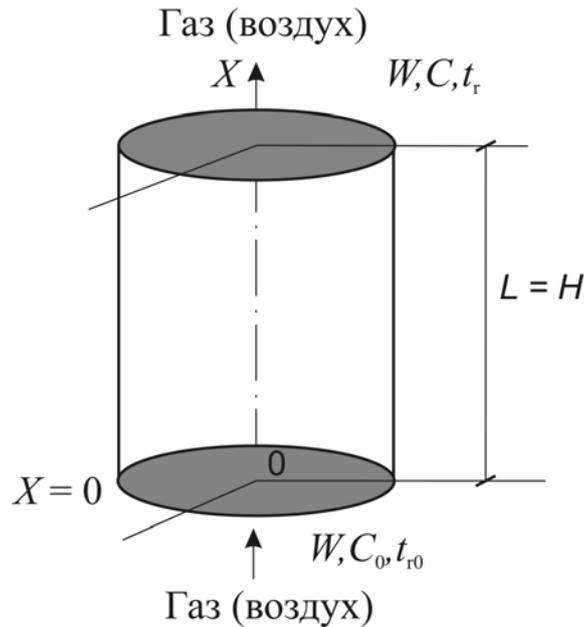


Рис. 4.4. Схема адсорбера с неподвижным слоем гранулированного адсорбента

Начало координат  $x = 0$  поместим в плоскости ввода потока.

Начальным условиям будет отвечать адсорбент с постоянной температурой, не содержащий адсорбат. В начальный момент времени  $\tau = 0$  в слой адсорбента поступает воздушный поток со скоростью  $W$ , который в качестве адсорбтива содержит водяные пары и имеет температуру, отличающуюся от температуры слоя сорбента. В этих условиях протекают процессы тепломассообмена. Будем считать, что концентрация адсорбтива в поступающем воздухе не изменяется в течение всего процесса.

Пренебрегая потерями теплоты в окружающую среду и теплообменом со стенкой адсорбера, можно допустить, что происходит *адиабатический процесс*.

Рассмотрим *динамику адиабатической адсорбции*.

Математическая модель динамики адиабатической адсорбции водяных паров из воздуха зернистым слоем адсорбента имеет вид [211]:

$$W(\partial C / \partial x) + \partial X / \partial \tau + \partial C / \partial \tau = 0; \quad (4.10)$$

$$Wc_b(\partial \tau / \partial x) + c_a(\partial t_a / \partial \tau) + c_b(\partial t / \partial \tau) + \Delta H(\partial X / \partial \tau) = 0; \quad (4.11)$$

$$X = X(C^*, t_a); \quad (4.12)$$

$$\partial X / \partial \tau = \beta_o(C - C^*); \quad (4.13)$$

$$dt_a / d\tau = \alpha_o(t - t^*); \quad (4.14)$$

Начальные условия:  $\tau = 0, 0 \leq x \leq L, C = X = 0, t = t_a = t_{п.}$

Граничные условия:  $\tau > 0, x = 0, C = C_o, X = X(C_o, \tau), t = t_o, t_a = t_a(\tau),$

где  $W$  – скорость потока, м/с;

$c_b$  – теплоемкость потока, кДж/(м<sup>3</sup>·К);

$c_a$  – теплоемкость гранул адсорбента, кДж/(м<sup>3</sup>·К);

$\alpha_o$  – общий коэффициент теплопередачи, кВт/(м<sup>2</sup>·К);

$\beta_o$  – общий коэффициент массопередачи, 1/с;

$L$  – длина (высота) слоя, м;

$t$  – текущая температура потока, °С;

$t^*$  – температура потока, равновесная текущей температуре твердого тела, °С;

$t_a$  – текущая температура адсорбента, °С;

$t_{п.}$  – начальная температура в слое, °С;

$C$  – текущая концентрация адсорбтива, кг/м<sup>3</sup>;

$C^*$  – концентрация адсорбтива, равновесная его концентрации в адсорбенте, кг/м<sup>3</sup>;

$X$  – текущая концентрация адсорбата кг/м<sup>3</sup>;

$\Delta H$  – теплота адсорбции, кДж/кг;

$x$  – координата длины слоя, м;

$\tau$  – время, с.

Уравнение (4.10) характеризует материальный баланс адсорбата, уравнение (4.11) – тепловой баланс (оно содержит слагаемое  $\Delta H$ , которое соответствует теплоте адсорбции), уравнение (4.1) – политерма равновесной адсорбции, оно описывает семейство изотерм адсорбции, отвечающих разным температурам (предполагается, что все они являются выпуклыми), уравнение (4.13) описывает кинетику сорбции водяных паров, уравнение (4.14) – процесс теплообмена.

Многие параметры, входящие в систему данных уравнений, зависят от температуры. К ним относятся скорость потока, теплоемкости, коэффициенты алиабат адсорбции, коэффициенты уравнений массо- и теплопередачи. Поэтому базовую систему уравнений (4.10) – (4.14) предлагается дополнить соотношениями, учитывающими зависимости параметров от температуры. Полная система дифференциальных уравнений, описывающая адиабатическую адсорбцию, приобретает громоздкую форму. Ее аналитическое решение невозможно. В литературе представлены единичные примеры численных решений математической модели динамики адиабатической адсорбции [74].

Качественные особенности протекания адиабатических процессов рассмотрены в работах двух групп ученых: Тодеса-Лезина и Пана-Басмаджиана [122, 211]. Эти работы приняты в основу теоретического анализа тепломассообмена при осушении воздуха адсорбентами в системах кондиционирования.

Авторы выделяют два предельных (идеализированных) режима переноса температурного и концентрационного фронтов в слое: *режим одиночной тепловой волны* и *режим комбинированных волн*. Выходные кривые для них приведены на рис. 4.5 и 4.6.

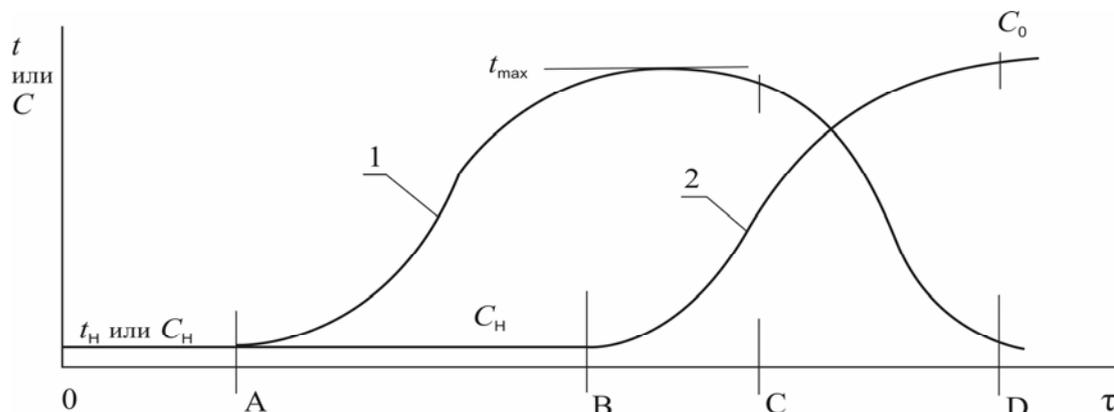


Рис. 4.5. Выходные кривые адиабатической адсорбции для режима одиночной тепловой волны:  
1 – температурная кривая, 2 – концентрационная кривая

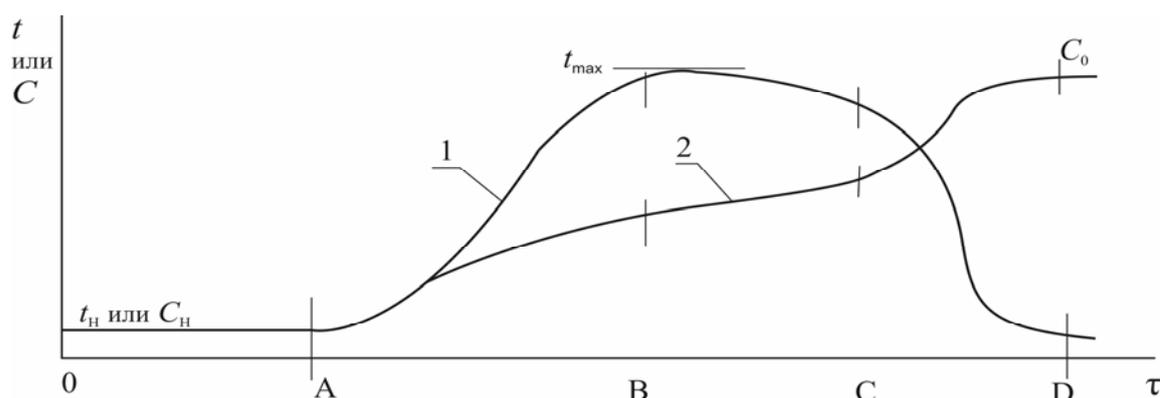


Рис. 4.6 Выходные кривые адиабатической адсорбции для режима комбинированных волн:  
1 – температурная кривая, 2 – концентрационная кривая

На кривых (рис. 4.5, 4.6) выделим интервалы, чтобы облегчить их обсуждение.

На участке  $0A$  (рис. 4.5) температура потока и концентрация адсорбтива в нем за слоем длиной  $L$  равны начальным значениям этих переменных ( $t_H$ ,  $C_H$ ). Изменения температуры и концентрации, обусловленные адсорбцией, происходят внутри слоя и пока не проявляются на выходе из него. В точке  $A$  из слоя начинает выходить поток с повышенной температурой; концентрация продолжает оставаться неизменной и равной начальной.

После точки  $B$ , когда температура достигает максимального значения ( $t_{max}$ ), на выходе из слоя появляется концентрационная точка отвечающая более высокому, чем начальное, содержанию адсорбтива в потоке.

Таким образом, в течение времени, пропорционального протяженности участка  $AB$ , из слоя выходит «горячий» и чистый поток. Тепловой фронт обогнал фронт концентрационный, что и дало основания назвать такой режим *режимом одиночной тепловой волны*.

Концентрация примеси за слоем продолжает нарастать, но скорость адсорбции уменьшилась, приход тепла от адсорбции не компенсирует его вынос с потоком и подъем температуры сменяется ее падением. Начало падения, которое происходит из-за поступления в слой сравнительно холодного очищаемого газа, обозначено на рисунке точкой  $C$ . После того, как адсорбция примеси в слое завершилась, на выходе из него появилась концентрационная точка, отвечающая содержанию примеси в исходном потоке ( $C_0$ ). Температура потока к этому моменту времени достигла значения, характерного для воздуха, поступающего на осушку. Завершению процессов тепло – и массообмена отвечает точка  $D$ .

Рассмотрим выходные кривые на рис.4.6. На участке  $0A$  изменения температуры и концентрации отсутствуют: они происходят внутри слоя адсорбента. В точке  $A$  на выходе из слоя почти одновременно проявляются температура и концентрация, отличные от начальных значений этих параметров. В точке  $B$  температура достигает максимального значения  $t_{\max}$ , а концентрация приближается к промежуточному значению между содержанием адсорбата в исходном потоке и его начальным содержанием в адсорбенте. Затем вплоть до точки  $C$  значения концентрации и температуры почти постоянны. Концентрация и температура достигают исходного уровня в точке  $D$ . Из-за одновременного появления за слоем температурной и концентрационной волн *режим называют комбинированным*.

Отметим особенности режимов. В режиме одиночной тепловой волны, начиная с некоторого момента времени, когда адсорбция в слое еще не завершена, теплота адсорбции начинает выноситься из слоя.

Кривые распределения температур и концентраций в слое есть некоторое «обращение» выходных кривых внутрь слоя. Для режима одиночной тепловой волны и некоторого времени  $\tau$  кривые распределения приведены на рис. 4.7.

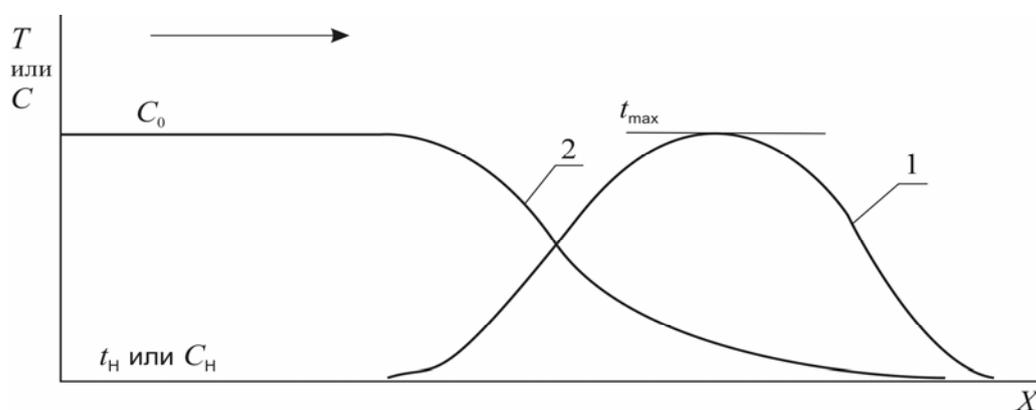


Рис. 4.7. Кривые распределения температур (1) и концентраций (2) в слое адсорбента ( $t < t_A$ ) для режима одиночной тепловой волны

На рис. 4.8 приведены кривые распределения температур и концентраций в слое адсорбента в режиме комбинированных волн.

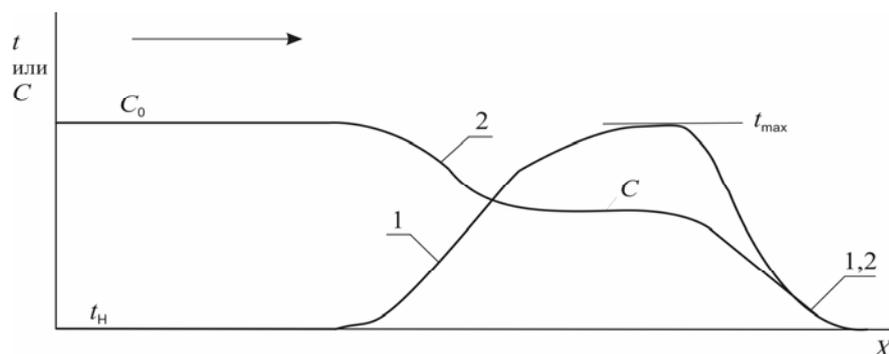


Рис. 4.8. Кривые распределения температур (1) и концентраций (2) в момент времени  $t < t_A$  в режиме комбинированных волн

В режиме комбинированных волн теплота адсорбции не выносится из слоя, а аккумулируется в нем вплоть до почти полного завершения адсорбции.

Причины существования двух режимов лежат в соотношениях между скоростями движения тепловой  $U_t$  и концентрационной волны  $U_c$ , которые можно представить в виде уравнений

$$U_c = WC_0 / (X_0^* + C_0); \quad (4.15)$$

$$U_t = Wc_B / (c_a + c_B). \quad (4.16)$$

В данных условиях, очевидно, возможны две ситуации:

$$U_c < U_t; \quad (4.17)$$

$$U_c \geq U_t. \quad (4.18)$$

Источником теплоты является адсорбция водяных паров сорбентом (например силикагелем), и теплота выделяется тогда и там, где происходит процесс капиллярной конденсации. Поэтому выполнение неравенства (4.17) означает, что теплота, выделяющаяся в зоне протекания адсорбции, потоком воздуха выносится из этой зоны, тепловая волна обгоняет волну концентрационную и адсорбция происходит на адсорбенте, охлажденном потоком.

Приближенное значение  $t_{max}$  можно рассчитать, предполагая, что фронты сохраняют свою конфигурацию.

Для ситуации описываемой формулой (5.17) можно записать:

$$\Delta H(X_0^* \Delta l S) = \Delta l S c_a \Delta t + \Delta l S c_B \Delta t + W S c_B \Delta \tau \Delta t, \quad (4.19)$$

где  $\Delta l$  — протяженность участка слоя, на который сместился концентрационный фронт за время  $\Delta t$ ;

$S$  — площадь поперечного сечения слоя;

$$\Delta t = t_{max} - t. \quad (4.19a)$$

Выражение в левой части формулы (4.19) – количество теплоты, которое выделилось в этом инкременте слоя за время  $\Delta t$ .

Первое и второе слагаемые правой части формулы (4.19) отвечают количеству теплоты, затраченной на нагрев инкремента слоя и, находящейся в нем, объемной фазы.

Последнее слагаемое правой части формулы (4.19) соответствует количеству теплоты на нагрев потока, пропущенному за время  $\Delta t$  и вынесенному за пределы инкремента  $\Delta l$ .

Преобразуем формулу (5.19) в следующий вид:

$$\Delta H(X_o^*(\Delta l / \Delta \tau)) = \Delta t [(c_a + c_b)(\Delta l / \Delta \tau) + Wc_b]. \quad (4.20)$$

Учтем, что

$$\Delta l / \Delta \tau = U_c; \quad (4.21)$$

$$U_c / W = C_o / (X_o^* + C_o). \quad (4.22)$$

Подставим уравнения (4.21) и (4.22) в выражение (4.20), получим расчетное уравнение

$$t_{\max} = t_o + \Delta H X_o^* / [c_a + c_b + c_b(X_o^* + C_o) / C_o]. \quad (4.23)$$

Уравнение (4.23) вместе с уравнениями (4.15) и (4.16) являются основными для приближенного описания режима одиночной тепловой волны.

Рассмотрим режим, когда выполняется неравенство (4.18):  $U_c > U_t$ .

Тепловой фронт, казалось бы, должен отставать от фронта концентрационного, но теплота выделяется при адсорбции и головной участок теплового фронта не может отстать от фронта концентрационного. Он движется вместе с ним: с несобственной скоростью, а со скоростью движения концентрационной волны. Таким образом, для этого режима имеем:

$$U_{\tau 1} = U_c = WC' / (X_{c=c'}^* + C'), \quad (4.24)$$

где  $U_{\tau 1}$  – скорость движения головного участка теплового фронта.

Тыловой участок теплового фронта движется с собственной скоростью ( $U_{\tau 2}$ ), задаваемой уравнением (4.16). Между участками образуется расширяющаяся зона нагретого сорбента, протяженность которого к моменту времени  $\tau$  равна  $\tau(U_{\tau 1} - U_{\tau 2})$ .

Приход теплоты в этой зоне равен  $\Delta H X_{c'}^*$ , расход теплоты составляет

$$(c_a + c_b)\Delta t. \quad (4.25)$$

Отсюда

$$\Delta t = \Delta H X_{c'}^* / (c_a + c_b). \quad (4.26)$$

Решение уравнения (4.25) совместно с изотермами адсорбции позволяет определить максимальную температуру в зоне между фронтами, величину адсорбции и концентрации.

Приведенные выше уравнения для скоростей движения волн согласуются с их центрами тяжести. На основании этих скоростей вычисляются предельные (максимальные) возможности слоя. Однако из-за потребности в выносе теплоты кривые распределения в адиабатической адсорбции имеют более значительную протяженность, чем в адсорбции изотермической. Поэтому различия в практической и предельной возможности в адиабатической динамике велики и нет способа рассчитать реальную очищающую способность слоя, кроме математического моделирования.

Проведенный анализ соответствовал адиабатической адсорбции водяных паров из воздуха, когда отсутствовали потери тепла в окружающую среду и теплообмен со стенкой адсорбера. При наличии теплообмена со стенкой адсорбера динамика процесса будет определяться рядом дополнительных факторов, и иметь другой более сложный вид и, соответственно, для ее описания – более сложные уравнения.

Данный анализ позволяет сделать вывод, что практическое применение предложенных уравнений для расчета адсорбции водяных паров из воздушного потока при адиабатических условиях является нерешаемой задачей, что требует других методических подходов.

Для разработки непрерывно действующего оборудования для осушения воздуха твердым сорбентом необходимо обеспечить его регенерацию. Выполним анализ теоретических исследований для этого режима [74, 211].

#### **б) Конвективный теплообмен в неподвижном зернистом слое при адиабатической десорбции**

Рассмотрим слой, равновесно насыщенный адсорбентом при  $t = t_{п}$ .

Пусть в некоторый момент времени ( $\tau = 0$ ) в слой адсорбента начинает поступать воздушный поток, температура которого  $t_0 > t_{п}$ . Начнется десорбция адсорбата и вынос его из слоя. Эти процессы отвечают восстановлению поглотительных свойств адсорбента, утраченных им в ходе прямого процесса, т.е. адсорбции.

Несмотря на первостепенную важность процессов восстановления и теоретически, и экспериментально, они изучены крайне недостаточно.

В адиабатическом приближении модель динамики десорбции подобна модели динамики адсорбции (уравнения (4.10) – (4.14)). Формально изменились лишь условия однозначности, которые имеют следующий вид:

начальные условия:  $\tau = 0, 0 \leq x \leq L, C = C_{п}, X = X_{п}^*, t = t_a = t_{п};$

граничные условия:  $\tau > 0, x = 0, C = C_0 < C_{п}, t = t_a > t_{п}.$

В слой адсорбента поступает поток, концентрация примеси (водяных паров) в котором ниже, чем в объемной фазе слоя, а температура выше, чем температура адсорбента и объемной фазы. В таких условиях, естественно, осуществляется процесс десорбции.

Качественные особенности протекания тепло- и массообменных процессов в слое адсорбента представлены на рис. 4.9, 4.10.

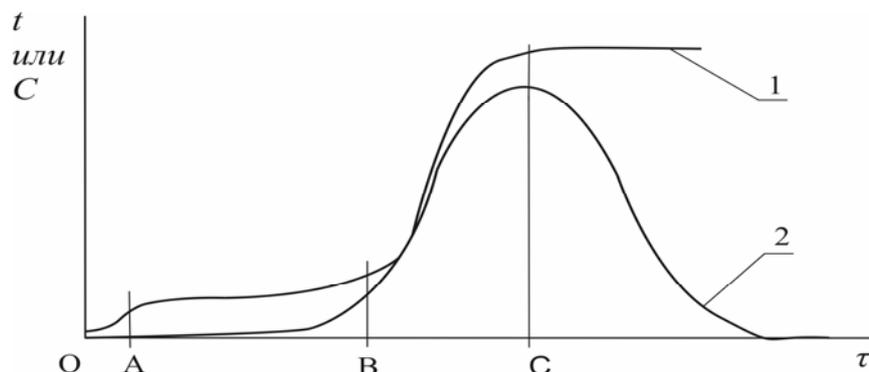


Рис. 4.9. Выходные кривые при адиабатической десорбции: 1 – температурная кривая, 2 – концентрационная кривая

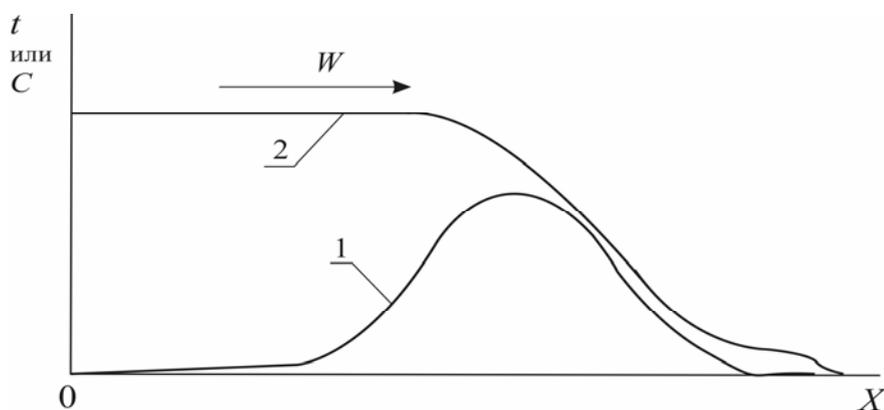


Рис. 4.10. Кривые распределения температур и концентраций для адиабатической десорбции:

1 – температурная кривая, 2 – концентрационная кривая

Анализ кривых, приведенных на рис. 4.9, позволяет сделать вывод, что из слоя сорбента в течение некоторого промежутка времени (ОА) выходит поток, в котором концентрация примеси и температура отвечают начальным условиям. Затем следует небольшой подъем температуры (участок АВ) при практически неизменной концентрации примеси в выходящем потоке. В точке В температура и концентрация примеси в выходящем потоке начинают резко возрастать.

Рост прекращается в точке С, после которой концентрация примеси начинает понижаться, а температура остается на постоянном уровне.

Аналогичные участки присутствуют на кривых распределения, показанных на рис. 4.10.

Начальный рост температуры в точке А обусловлен тем, что адсорбат, десорбированный в головных зонах слоя, частично повторно адсорбируется в зонах замыкающих. Процесс адсорбции сопровождается выделением теплоты, поэтому температура слоя и потока на выходе из адсорбера не-

сколько повышается. Основная десорбция происходит в зоне нагрева участка слоя. Десорбированное вещество выделяется в объемную фазу. Распределение его по слою имеет характер вершины, площадь которой возрастает по мере увеличения количества десорбированного водяного пара.

Важной особенностью процесса является квазистационарный режим перемещения температурной кривой. При десорбции температурная кривая существенно отличается от температурных кривых простого процесса нагрева (без десорбции), когда они имеют тенденцию к неограниченному «размазыванию» по слою. Причина различий состоит в том, что расход теплоты на десорбцию задерживает перемещение головных участков температурных кривых. В результате температурная кривая сжимается и перемещается по слою почти как «обрывной» фронт.

Составим тепловой баланс для элемента слоя длиной  $\Delta l$ , на который сместился тепловой фронт за время  $\Delta t$ :

$$\Delta H(X_n^* \Delta l) + (c_a + c_b) \Delta l \Delta t = W \Delta t c_b \Delta t. \quad (4.27)$$

Первое слагаемое этого уравнения отвечает расходу теплоты на десорбцию примеси, второе слагаемое – нагреву элемента слоя и находящейся в нем объемной фазы. Выражение в правой части уравнения (4.27) соответствует подводу теплоты потоком воздуха.

Выполним подстановки и преобразования, подобные тем, которые были использованы при выводе уравнения (4.23), в результате получим уравнение для скорости движения температурного фронта при десорбции:

$$U_{id} = W c_b / [c_a + c_b + (\Delta H X_n^* / \Delta t)], \quad (4.28)$$

где  $\Delta t$  – разность между температурой потока, вводимого в слой, и начальной температурой слоя.

Принимая предельную возможность при адиабатической десорбции  $PВ_{id}$  в виде уравнения

$$PВ_{id} = W / U_{id}. \quad (4.29)$$

Подставим уравнение (4.28) в выражение (4.29):

$$PВ_{id} = [(c_a + c_b) / c_b] + [\Delta H X_n^* / (c_b \Delta t)]. \quad (4.30)$$

Уравнение (4.30) выражает также минимальный расход потока воздуха на нагрев и десорбцию, он уменьшается при увеличении температуры греющего потока, т.е. зависит не только от свойств, но и от условий осуществления процесса.

Для снижения расхода теплоты в процессе адсорбции разработаны безнагревные циклические процессы десорбции. Выполним анализ теоретических исследований в этой области [122].

### в) Безнагревные циклические процессы десорбции в неподвижном зернистом слое адсорбента

Безнагревная адсорбция применяется для осушки всех газов, но чаще других объектом осушки является воздух.

Процесс проводят в установке, схема которой приведена на рис. 4.11 [211].

Сжатый воздух, подлежащий осушке, вводят в адсорбер (например А1) безнагревной установки, пропускают через слой гидрофильного адсорбента, осушают и выводят на потребление. В ходе этих операций клапаны серии «а» открыты, но закрыты клапаны серии «б». Из потока осушенного воздуха с помощью диафрагмы Д отбирают часть осушенного газа. За диафрагмой его давление почти равно давлению атмосферному. Эту часть воздуха пропускают через адсорбер А2.

Контактирование адсорбента, насыщенного молекулами воды, с сухим воздухом сопровождается десорбцией воды из адсорбента. Воздух, содержащий пары воды, сбрасывают в атмосферу.

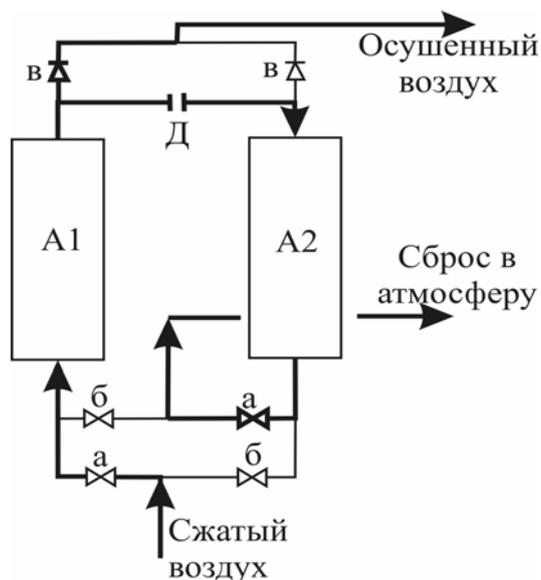


Рис. 4.11. Принципиальная схема установки осушки воздуха с безнагревной регенерацией адсорбента:

А1, А2 – адсорберы; Д – диафрагма; а, б – клапаны; в – обратные клапаны

Безнагревная адсорбция осуществима, если выполняются следующие условия:

– количество продувочного воздуха  $G_d$  должно соответствовать уравнению

$$G_d = G_a P_d / P_a, \quad (4.31)$$

где  $G_a$  – количество воздуха поступающего на адсорбцию, кг/с,

$P_d, P_a$  – соответственно, давление воздушного потока на стадии десорбции и адсорбции, Па;

– продолжительность стадии адсорбции не очень большая.

Вопрос о продолжительности стадий является центральным вопросом любого адсорбционного процесса. В процессах традиционного типа (при термической десорбции) он решается следующим образом: процесс сорбции продолжается почти до истощения адсорбционной способности слоя. В течение этого, как правило, значительного времени идет послойная отработка адсорбента, которая сопровождается нагревом адсорбента и потока газа за счет теплоты адсорбции. Из адсорбера выходит очищенный и нагретый газ. Такой механизм осушки вытекает из закономерностей динамики адиабатической адсорбции при  $K > H/h$ . В этом режиме скорость движения тепловой волны превышает скорость волны адсорбционной. Адсорбер работает в условиях почти постоянной потери тепла адсорбции с потоком осушенного газа. Регенерацию проводят горячим газом, и теплота этого газа компенсирует потери теплоты на стадии адсорбции.

В безнагревном процессе возможность такой компенсации отсутствует, т.к. на регенерацию подают поток с температурой, практически не отличающейся от температуры осушаемого газа. Следовательно, для того чтобы процесс с безнагревной регенерацией был возможен, необходимо избежать потерь тепла с потоком осушенного газа на стадии адсорбции. Такая возможность имеется: до тех пор, пока нагретый теплотой адсорбции газовый поток не достигнет замыкающих слоев адсорбента, потери теплоты будут отсутствовать. Теплота адсорбции остается в слое, и при противоточной продувке оно осушенным газом будет использовано для регенерации адсорбента – для десорбции ранее поглощенной воды.

Предельная продолжительность этого характерного времени была определена экспериментально. Ее значение для осушки воздуха оказалось равным:  $\tau_a = \tau_d < 10$  мин, где  $\tau_a$  и  $\tau_d$  – продолжительности стадий адсорбции и десорбции (регенерации). Это ограничение на возможность применения безнагревного метода, очевидно, не существенно для систем, в которых  $K < c_a/c_b$ . В таких системах тепловая волна не обгоняет волну концентрационную, а движется вместе с ней, что исключает потери тепла с потоком в циклах любой продолжительности.

К концу стадии десорбции из адсорбера будет вынесено такое же количество паров воды, какое было внесено в него в предшествующий период адсорбции. В этот момент времени клапаны серии «а» закрывают и открывают клапаны серии «б». Ввод сжатого воздуха и осушка будут осуществляться в адсорбере А2, продувка и десорбция – в адсорбере А1. Затем клапаны переключают еще раз и т.д. – процесс осушки воздуха на установке продолжается в течение неограниченно долгого времени.

Переключение адсорберов осуществляют по командам реле времени. В настоящее время разработано большое количество этих приборов: механических, пневматических, электронных.

При осушке воздуха сбрасываемый в атмосферу воздух не утилизируют.

Для осушки газов безнагревным методом пригодны практически любые гидрофильные адсорбенты-осушители. Но лучшим из них является мелкопористый силикагель. Он обеспечивает низкое остаточное содержание воды в газе и, как отмечалось выше, доступен и дешев (табл. 4.1).

Нагревные процессы осушки газов чрезвычайно инерционны. Изменения, например, скорости потока сразу не сказываются на остаточном влагосодержании газа. Они проявятся через некоторый промежуток времени. Отклик безнагревной установки на изменение технологических параметров мгновенен и изменение скорости или давления сразу же отражаются на основном показателе ее работы – остаточном содержании водяных паров в осушенном воздухе. Высокая инерционность нагревных процессов является следствием того, что зона эффективного массообмена в них невелика в сравнении с длиной слоя адсорбента. В безнагревных процессах, которые ведут себя противоположным образом, в процессе осушки участвует весь зернистый слой.

На основе вышеприведенных исследований можно сделать вывод, что в безнагревных установках осушки воздуха очень отчетливо проявляется тип стадии, лимитирующей массоперенос. Во внешнедиффузионном режиме небольшое изменение скорости потока (например, ее увеличение) приводит к сравнительно небольшому изменению остаточного влагосодержания газа. И наоборот, во внутридиффузионной области изменения скорости, не компенсирующиеся увеличением интенсивности массообмена, влияют на массообмен значительно сильнее.

Особенности этих процессов необходимо учитывать при разработке агрегатов для осушения и увлажнения воздуха в системах кондиционирования.

Процесс осушки обычно ведут в начале внутридиффузионной области. В случае осушки воздуха – при скорости 0,2 м/с в расчете на условия стадии адсорбции.

Процессы осушки воздуха с термопродувочной и безнагревной регенерациями – типичные альтернативные технологические процессы. Установки, если они правильно спроектированы и изготовлены, вне зависимости от метода обеспечивают глубокую осушку газа.

Основное преимущество безнагревных установок осушки заключается в том, что они легко поддаются автоматизации и почти не требуют внимания со стороны обслуживающего персонала.

Оба типа установок широко используются в промышленной практике [74, 211].

В настоящее время на практике применяют семь типов безнагревных процессов короткоциклового безнагревной адсорбции [121]. Эти сведения приведены в табл. 4.2.

Т а б л и ц а 4.2

## Способы короткоцикловой безнагревной адсорбции

Тип	Давление при адсорбции (продуцировании)	Давление при регенерации	Наличие продувки
I	Избыточное	Атмосферное	Да
II	Избыточное	Вакуум	Нет
III	Избыточное	Вакуум	Да
IV	Избыточное	Атмосферное	Нет
V	Атмосферное	Атмосферное	Да
VI	Атмосферное	Вакуум	Да
VII	Атмосферное	Вакуум	Нет

Из анализа табл. 4.2 следует, что короткоцикловая безнагревная адсорбция может осуществляться как в режиме избыточного давления на стадии адсорбции, так при атмосферном давлении. Также известен режим, когда на стадии адсорбции и десорбции давление может быть атмосферным (тип V).

На основе проведенного теоретического анализа элементы технологии безнагревного процесса осушки воздуха предлагается использовать при разработке способа утилизации теплоты удаляемого воздуха с применением твердых сорбентов (разд. 4.4).

#### г) Конвективный теплообмен в непрерывно вращающемся слое адсорбента при адиабатических условиях

Принципиальная схема осушителя воздуха с непрерывно вращающимся слоем адсорбента представлена на рис. 4.12 [45].

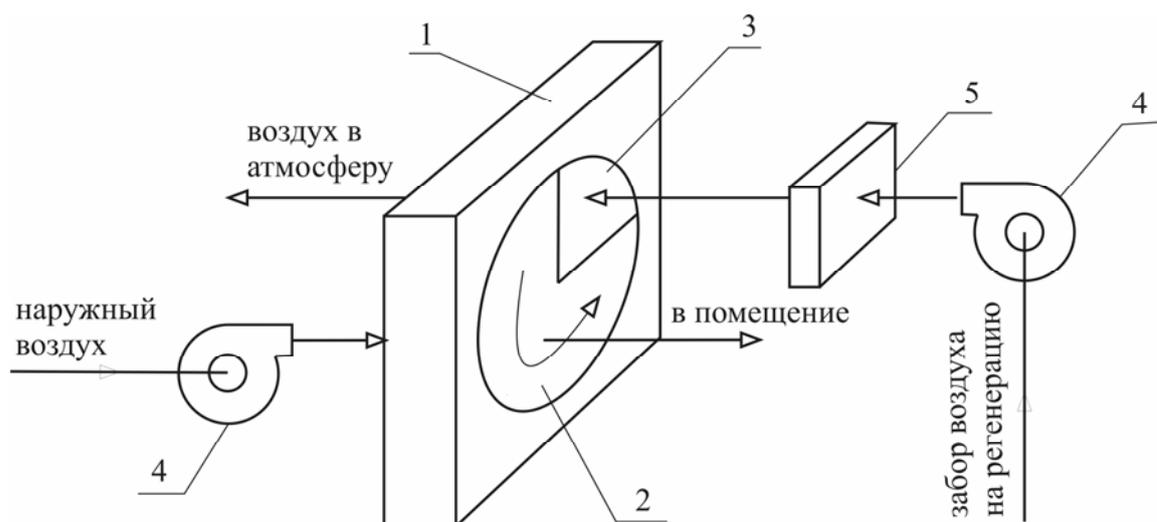


Рис. 4.12. Схема сорбционного осушителя воздуха с вращающимся ротором:  
 1 – корпус; 2 – ротор с насадкой; 3 – сектор регенерации адсорбента;  
 4 – вентиляторы; 5 – теплообменник

В качестве насадки для ротора предлагается применять капиллярно-пористые материалы (асбестовая бумага, технический картон и др.), пропитанные жидкими сорбентами (водными растворами на основе хлористого лития, хлористого кальция) [135], а также зернистые адсорбенты [48, 55]. Широкое внедрение роторных осушителей воздуха тормозится из-за недостаточной изученности процессов тепломассопереноса [45, 145]. Это не позволяет эффективно использовать адсорбционные процессы, рассмотренные выше, для тепловлажностной обработки воздуха.

Отмечается [167], что необходимость построения физико-математической модели ТМО во вращающемся осушителе на основе теории Поляни обусловлена наличием физически наблюдаемого переноса влаги от осушаемого к регенерирующему потоку воздуха в направлении противоположном положительной разности парциальных давлений.

При исследовании тепломассопереноса в капиллярно-пористых материалах на стадиях сорбции – десорбции водяного пара в качестве основных допущений принимают следующие [45]:

- воздушный поток представляет идеальную газовую смесь, содержащую один адсорбируемый компонент – водяной пар;

- материал насадки относится к коллоидным капиллярно-пористым телам;

- продольная молекулярная диффузия паров воды в воздухе, а также продольный перенос теплоты за счет теплопроводности незначительны.

На основании многовариантных расчетов установлено [45, 211], что в регенеративном осушителе в широком диапазоне изменения значений безразмерных режимных параметров при различных граничных условиях формируется режим комбинированной волны.

При этом в каналах гигроскопической насадки образуются две квазистационарные (температурная и влажностная, т.е. концентрационная) волны, совместно перемещающиеся по направлению воздушного потока. Между первой и второй зонами активного теплообмена образуется промежуточная зона (плато), в которой параметры воздуха и насадки находятся в равновесии. Из-за различной скорости движения фронтальной и тыловой зон плато с течением времени расширяется. Данные явления четко реализуются при медленном вращении ротора. В первой зоне происходит вторичная адсорбция водяного пара, из-за чего температура воздуха и насадки повышается от начального значения до равновесного. Тыловая зона сформирована фронтом полного прогрева насадки.

Отмечается [45, 167], что фронт вторичной сорбции перемещается с большей скоростью, чем тыловой (приблизительно в 23 раза). Поэтому между ними образуется промежуточная зона, в которой воздух и насадка находятся в равновесном состоянии.

Типовой режим комбинированной волны наблюдается в секторе осушения. При этом во фронтальной зоне происходит вторичная десорбция пара, а во второй (тыловой) зоне, сформированной фронтом полного охлаждения насадки, осуществляется адсорбция. Скорость перемещения второй зоны активного теплообмена в секторе осушения приблизительно в 1,5 раза ниже, чем скорость движения соответствующего фронта в секторе регенерации. Эти данные необходимо учитывать при определении оптимального соотношения времени проведения стадий осушения и регенерации.

Авторы [45, 139], обобщая результаты численных экспериментов в комплексном виде, получили зависимости типа (4.32), на которых выявили наличие локальных экстремумов (рис. 4.13):

$$\Delta d = f(\text{NTU}, \bar{W}), \quad (4.32)$$

где  $\Delta d$  – глубина осушения воздуха (уменьшение влагосодержания воздуха, г/кг сух. возд.);

NTU – число единиц переноса;

$\bar{W}$  – отношение водяных эквивалентов воздуха и насадки.

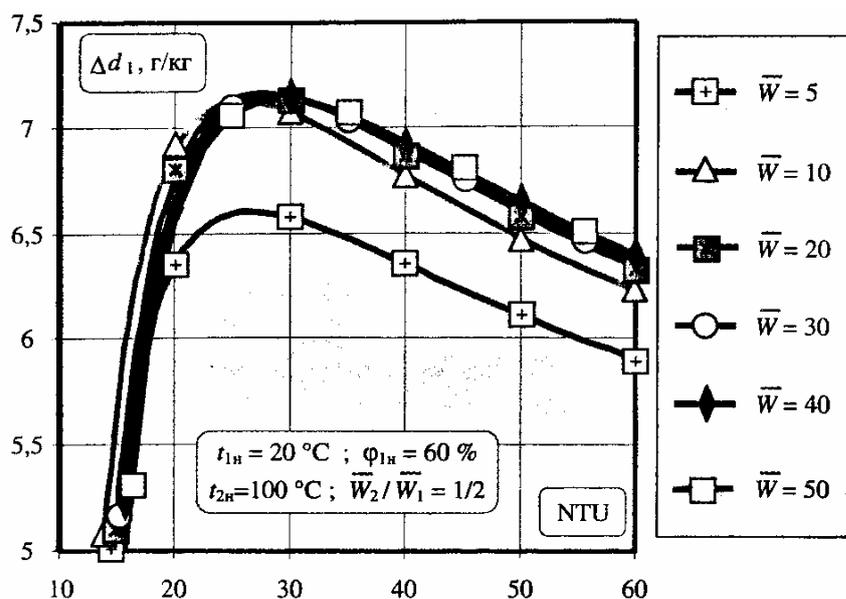


Рис. 4.13. Зависимость глубины осушения воздуха  $\Delta d$  в роторном осушителе от безразмерных режимных параметров процесса

На рис. 4.13 видно, что  $\Delta d$  достигает максимального значения при изменении числа единиц переноса  $20 < \text{NTU} < 30$ . Указанный интервал на порядок отличается от соответствующего диапазона варьирования NTU во вращающихся регенеративных теплоутилизаторах (разд. 1.6). Это не позволяет экстраполировать результаты научных исследований на данные группы оборудования.

На основании численных экспериментов описаны процессы ТМО в осушителе в установившемся режиме при частоте вращения ротора выше кри-

тической ( $n > 7 \text{ мин}^{-1}$ ) системой обыкновенных дифференциальных уравнений теплового (4.33), (4.34) и материального балансов (4.35), (4.36) [45]:

$$\frac{dT_1}{d\bar{X}} = \frac{W_2}{W_1} \left[ \text{NTU}(T_2 - T_1) + \text{NTU}'_{\mu} q_{\text{сб}}^0 \frac{c'_{\mu_1}}{c_2} (\mu_1 - \mu_2) \right]; \quad (4.33)$$

$$\frac{dT_2}{d\bar{X}} = \text{NTU}(T_2 - T_1) + \text{NTU}'_{\mu} q_{\text{сб}}^0 \frac{c'_{\mu_2}}{c_2} (\mu_1 - \mu_2); \quad (4.34)$$

$$\frac{d\mu_1}{d\bar{X}} = -\frac{W_2}{W_1} \left[ \text{NTU}'_{\mu} \frac{c_1 c'_{\mu_2}}{c_2 c'_{\mu_1}} (1 - q_{\text{сб}}^0 \frac{\delta_{P_1}}{c_1}) (\mu_1 - \mu_2) - \left( \frac{d\mu}{dT} \right)_{d_1} \text{NTU}(T_2 - T_1) \right]; \quad (4.35)$$

$$\frac{d\mu_2}{d\bar{X}} = - \left[ \text{NTU}'_{\mu} (1 - q_{\text{сб}}^0 \frac{\delta_{P_2}}{c_2}) (\mu_1 - \mu_2) - \left( \frac{d\mu}{dT} \right)_{d_2} \text{NTU}(T_2 - T_1) \right], \quad (4.36)$$

где  $\text{NTU} = \alpha / [(Gc)_{\min} (1/F_1 + 1/F_2)]$  – число единиц переноса при теплообмене;  $\text{NTU}'_{\mu} = \beta_{\mu} / [(Gc'_{\mu})_{\min} (1/F_{\text{пор}1} + 1/F_{\text{пор}2})]$  – число единиц переноса при массообмене;  $T$  – температура воздушного потока, К; (индекс 1 относится к потоку осушаемого воздуха, индекс 2 – к потоку регенерационного воздуха);  $\bar{X}$  – безразмерная координата по направлению движения потока осушаемого воздуха;  $G$  – массовый расход воздуха, кг/с;  $g_{\text{сб}}^0$  – теплота собственно сорбции, Дж/кг;  $\mu$  – химический потенциал массопереноса, Дж/моль;  $W$  – водяной эквивалент, Вт/К;  $\bar{W} = (Gc\tau_0) / (M_w c_w)$  – отношение водяных эквивалентов воздуха и насадки;  $c$  – удельная теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К);  $c_w$  – удельная теплоемкость насадки, Дж/(кг·К);  $M_w$  – масса насадки, кг;  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\beta_{\mu}$  – коэффициент массообмена, отнесенный к разности химических потенциалов, (кг·кмоль)/(Дж·м<sup>2</sup>·с);  $\delta_p$  – термоградиентный коэффициент влажного воздуха, К<sup>-1</sup>;  $(\partial\mu/\partial T)_d$  – температурный коэффициент химического потенциала, Дж/(кмоль·К);  $F$  – площадь поверхности насадки, м<sup>2</sup>;  $\tau_0$  – период вращения ротора, с.; индекс пор – отнесенный к поверхности пор.

Представленные сведения позволяют определить диапазон изменения оптимальных режимных параметров роторного осушителя воздуха:

$$20 < \text{NTU} < 30; \quad (4.37)$$

$$5 < \bar{W} < 40; \quad (4.38)$$

$$0,2\bar{W} < (\bar{W}_2 / \bar{W}_1) < 1. \quad (4.39)$$

Данные теоретические исследования предлагается использовать при разработке эффективных устройств роторного типа на основе зернистых адсорбентов в СКВ.

### 4.3. Разработка и исследование работы кондиционера круглогодичного действия на основе адсорбционного осушения и многоступенчатого косвенно-испарительного охлаждения воздуха

#### Устройство и работа кондиционера

На основе приведенных теоретических исследований автор при разработке кондиционера круглогодичного действия использовал сорбционное осушение воздуха. Принята конструкция аппарата с непрерывно вращающимся слоем адсорбента, т.к. она компактна, занимает небольшую производственную площадь и менее энергозатратная. Адсорбентом является гранулированный силикагель марки КСМ.

Схема разработанного кондиционера представлена на рис. 4.14 [13, 43, 190].

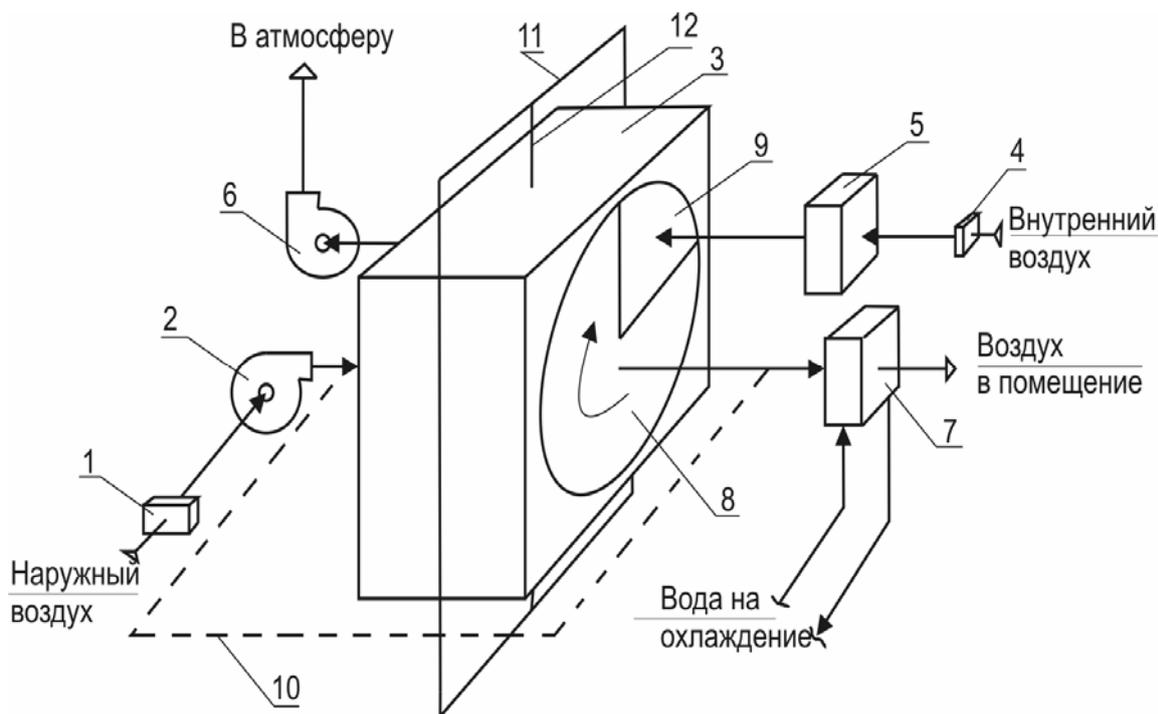


Рис. 4.14. Принципиальная схема разработанного кондиционера круглогодичного действия:

- 1 – воздушный фильтр для наружного воздуха;
- 2 – вентилятор для наружного воздуха;
- 3 – корпус с вращающимся барабаном для силикагеля;
- 4 – воздушный фильтр для внутреннего воздуха; 5 – воздухонагреватель;
- 6 – вентилятор для внутреннего воздуха; 7 – воздухоохладитель;
- 8 – сектор адсорбции; 9 – сектор регенерации адсорбента;
- 10 – байпас; 11 – рама; 12 – вертикальная ось рамы (шарнир)

Кондиционер содержит узлы приточной и вытяжной системы.

Приточная система включает последовательно соединенные элементы: воздушный фильтр 1, вентилятор для наружного воздуха 2, байпас осушителя 10, осушитель в форме вращающегося барабана с гранулированным слоем адсорбента (силикагеля) 3 и сектором адсорбции 8, поверхностный воздухоохладитель с наружным ребрением 7.

Узлы вытяжной системы состоят из последовательно соединенных воздуховодов, воздушного фильтра для внутреннего воздуха 4, воздухонагревателя 5, сектора регенерации адсорбента во вращающемся барабане, осушителя воздуха 9, вентилятора для внутреннего воздуха 6.

Узлы приточной и вытяжной систем смонтированы на шарнирной раме 11, имеющей ось вращения 12, совпадающей с ее вертикальной осью симметрии.

Узлы вытяжной системы состоят из последовательно соединенных воздуховодов, воздушного фильтра для внутреннего воздуха 4, воздухонагревателя 5, сектора регенерации адсорбента во вращающемся барабане, осушителя воздуха 9, вентилятора для внутреннего воздуха 6.

Узлы приточной и вытяжной систем смонтированы на шарнирной раме 11, имеющей ось вращения 12, совпадающей с ее вертикальной осью симметрии.

Кондиционер работает следующим образом.

#### Теплый период года

Наружный воздух при помощи вентилятора 2 проходит через воздушный фильтр 1, затем слой зернистого адсорбента (сектор адсорбции 8) во вращающемся барабане осушителя 3. При этом часть наружного воздуха может быть направлена по байпасу 10 (обводному воздуховоду), минуя осушитель 3. В воздухе, проходящем через осушитель, за счет сорбции паров воды зернами адсорбента снижается влагосодержание  $\sim$  до 0. За осушителем воздушные потоки из осушителя и байпаса смешиваются. Путем регулирования расхода данных воздушных потоков можно получить воздушную смесь с заданным влагосодержанием.

Затем воздушная смесь поступает в поверхностный теплообменник-воздухоохладитель 7 для сухого охлаждения и доведения ее параметров, до соответствующих приточному воздуху на входе в помещение.

Для охлаждения воздуха в воздухоохладитель подается холодная вода, которую получают в отдельной системе за счет многоступенчатого косвенного и прямого охлаждения воздуха.

В качестве базового аппарата для наработки и аккумуляции холодной воды (холодоносителя) служит компактная градирня (разд. 4.4).

Для удаления внутреннего воздуха, содержащего вредности в виде тепло- влаго- и газовой выделений служит вытяжная система. Другой функцией системы является регенерация слоя адсорбента после его насыщения парами воды в осушителе 3.

За счет работы радиального вентилятора 6 внутренний воздух последовательно проходит воздушный фильтр 4, воздухонагреватель 5, сектор регенерации 9 во вращающемся барабане осушителя 3 и выбрасывается в атмосферу.

Воздухонагреватель 5 может иметь электрический обогрев (с помощью ТЭНов) или водяной – при использовании горячей воды и поверхностного теплообменника.

При прохождении горячего воздуха через сектор регенерации зерна адсорбента нагреваются, что вызывает рост парциального давления водяных паров в поровом пространстве адсорбента.

Водяные пары из капилляров адсорбента диффундируют в воздушный поток. Воздух увлажняется, а адсорбент восстанавливает свои первоначальные свойства – сорбировать водяные пары из воздуха в секторе адсорбции 8, куда его обратно вернет вращающийся барабан осушителя 3. Перед выходом из сектора регенерации зерна адсорбента подвергаются охлаждению за счет подсоса внутреннего воздуха у его периферии.

Площадь сектора адсорбции составляет 87,5 %, площадь сектора регенерации – 12,5 % общей площади осушителя.

Таким образом, в теплый период обеспечивается непрерывная тепло-влажностная обработка наружного воздуха: осушение, смешение, охлаждение и подача его в помещение. Параллельно осуществляется непрерывное удаление внутреннего воздуха, содержащего вредности, и непрерывная регенерация адсорбента во вращающемся осушителе.

Схема обработки воздушного потока в теплый период года на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха приведена на рис. 4.15.

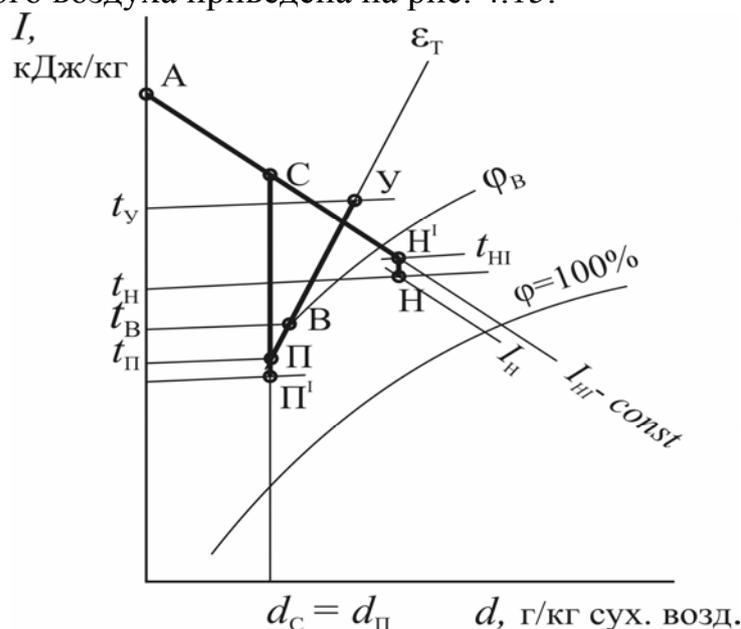


Рис. 4.15. Схема обработки воздуха в разработанном кондиционере в теплый период года

Физический смысл отрезков на рис.4.15 следующий:

$HN^1$  – нагрев наружного воздуха в вентиляторе 2 (см. рис. 4.14);

$HA$  – осушение наружного воздуха во вращающемся осушителе 3 со слоем зернистого адсорбента. Данный отрезок (луч) также можно рассматривать как процесс смешения осушенного потока воздуха на выходе из осушителя 3 с наружным воздухом, поступившим через байпас 10.

Параметры воздушной смеси определяются положением точки С.

СП – сухое охлаждение смешанного воздуха в воздухоохладителе 7.

ПВУ – изменение параметров воздуха в помещении. Точка В характеризует оптимальные параметры внутреннего воздуха в помещении, точка У – состояние удаляемого воздуха из помещения.

#### Холодный период года

В холодный период тепловлажностная обработка наружного воздуха заключается в его нагреве и увлажнении. При этом наружный воздух также очищается от пыли.

Для проведения данной обработки воздуха узлы приточной и вытяжной системы, смонтированные на шарнирной раме, поворачивают на  $180^\circ$  в горизонтальной плоскости, благодаря оси вращения, расположенной в вертикальной плоскости и совпадающей с вертикальной осью симметрии рамы. При наличии у шарнирной рамы оси вращения в горизонтальной плоскости, совпадающей с горизонтальной осью ее симметрии, конструкцию поворачивают на  $180^\circ$  в вертикальной плоскости.

После осуществления этой операции расположение узлов приточной и вытяжной систем изменяется в пространстве (см. рис. 4.14).

При установке кондиционера, например, в оконном проеме помещения (так осуществляется монтаж кондиционеров оконного типа), и при повороте конструкции вокруг вертикальной шарнирной оси на  $180^\circ$  вентиляторы 2 и 6, воздушный фильтр 1 окажутся справа от осушителя воздуха 3 и будут контактировать с внутренним воздухом, а все узлы, находившиеся ранее справа от осушителя, примут положение слева от него, будут контактировать с наружным воздухом. Слева от осушителя окажутся воздушный фильтр 4, воздухонагреватель 5, теплообменник – воздухоохладитель 7.

В данных условиях вентиляторы меняют свои функции.

Вентилятор 2 будет перемещать внутренний воздух, и удалять его из помещения наружу в атмосферу, а вентилятор 6 – осуществлять забор наружного воздуха и подавать его в помещение.

Наружный воздух за счет работы вентилятора 6 будет проходить воздушный фильтр 4, воздухонагреватель 5, слой зернистого адсорбента в аппарате 3 и поступать в помещение. Нагретый наружный воздух, проходя слой зернистого адсорбента, будет десорбировать водяные пары из него и увлажняться. Адсорбент вновь приобретет свойства поглощать водяные пары. За счет вращения барабана в узле 3 этот сектор адсорбента переместится в поток внутреннего воздуха. Внутренний воздух за счет работы вен-

тилятора 2 проходит воздушный фильтр 1, слой зернистого адсорбента 8 в аппарате 3 и через теплообменник 7 удаляется наружу. Подача воды в теплообменник 7 в холодный период года не производится.

Внутренний воздух, проходя слой адсорбента 8, отдает ему водяные пары и в осушенном состоянии удаляется в атмосферу, наделяя адсорбент возможностью увлажнять поток нагретого наружного воздуха.

Таким образом, в холодный период года аппарат 3 работает как увлажнитель наружного воздуха за счет осушения внутреннего воздуха.

Способ разработанного монтажа узлов на шарнирной раме позволяет не монтировать дополнительных рециркуляционных воздухопроводов, соответственно, не повышать аэродинамическое сопротивление воздушной сети и не применять дополнительную систему воздушных регулировочных клапанов, т.е. не завышать тип (марку) вентилятора, следовательно, способствует снижению материалоемкости, расхода электрической энергии и стоимости кондиционера.

Схема обработки воздушного потока в холодный период на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха приведена на рис. 4.16.

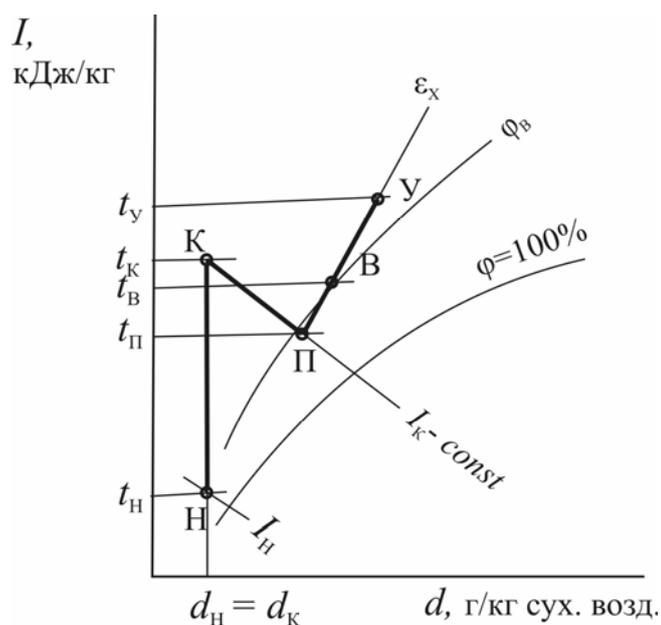


Рис. 4.16. Схема обработки воздуха в разработанном кондиционере в холодный период года

Физический смысл обозначенных отрезков на рис. 4.16 следующий:

НК – нагрев наружного воздуха в воздухонагревателе 5;

КП – увлажнение нагретого наружного воздуха в увлажнителе 3;

ПВУ – изменение параметров приточного воздуха в помещении.

Как видно из приведенного выше, разработанная конструкция кондиционера и способ его монтажа обеспечивают круглогодичную эксплуатацию.

С помощью разработанного кондиционера можно создавать и поддерживать необходимые (оптимальные) параметры приточного воздуха в теплый и холодный периоды года [43, 123, 164, 165], а также осуществлять

подачу приточного воздуха в помещение и удалять воздух, содержащий вредности (избыток теплоты, водяных паров), из помещения при непрерывном режиме работы. Кондиционер обеспечивает необходимый массообмен с окружающей средой.

Достоинствами разработанного кондиционера и способа его монтажа являются:

- отсутствие холодильной машины, например, компрессионного типа с экологически опасными холодильными агентами [13, 47, 53, 163];
- снижение материалоемкости;
- уменьшение расхода электрической энергии;
- снижение стоимости устройства.

В соответствии с информацией, приведенной в разд. 4.2г, определим зависимость  $\Delta d = f(N, \bar{W})$  для разработанного кондиционера с адсорбционным слоем силикагеля.

Используя методологию расчета высоты твердого сорбционного слоя (разд. 2.4), проведем численный эксперимент по уточнению зависимости глубины осушения воздуха от режимных параметров процесса.

Построим процесс осушения воздушного потока на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха, на которой нанесены изолинии равновесного влагосодержания силикагеля. Фрагмент данной диаграммы приведен на рис. 4.17.

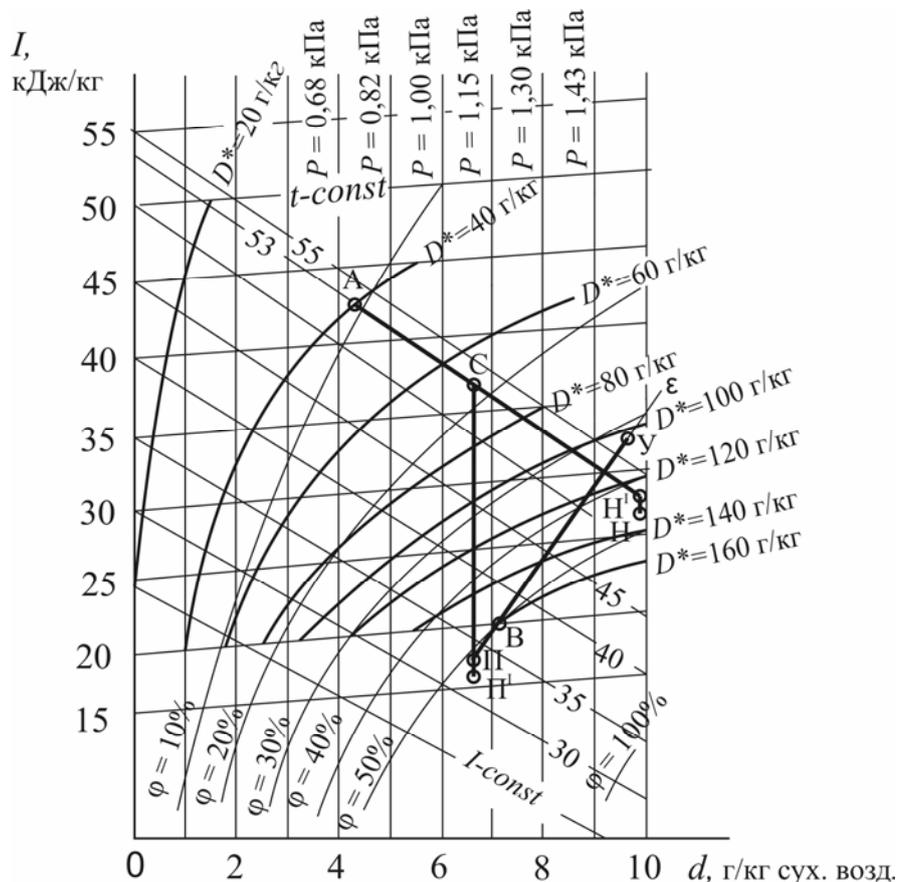


Рис. 4.17. Фрагмент модифицированной  $I-d$ -диаграммы влажного воздуха с изолиниями  $D^*$  равновесного влагосодержания силикагеля

Осушение воздуха соответствует изобарно-гиперболическому процессу, например, он может быть представлен линией НА (рис. 4.17) в зависимости от начальных и конечных параметров воздуха.

Исходные данные для осушения воздуха и режимные характеристики процесса приведены в табл. 4.3.

Т а б л и ц а 4.3

Исходные данные и режимные характеристики осушения воздушного потока силикагелем в кондиционере роторного типа

Режим	Расход воздуха $G$ , кг/ч	Параметры воздуха в осушителе		Глубина осушения $\Delta d$ , г/кг	Число единиц переноса $N$	Масса силикагеля $G_a$ , кг	Отношение водяных эквивалентов $\bar{W} \cdot 10^2$
		на входе – $t$ , °C ( $d$ , г/кг)	на выходе – $t$ , °C ( $d$ , г/кг)				
А	192,4	27,4(9,9)	37(6,7)	3,2	3,6	11,57	3,0
Б	600,0	27,4(9,9)	40(5,3)	4,6	7,84	36,23	3,0
В	169,7	31(9,0)	37(6,7)	2,3	3,18	10,22	3,0
Г	422,7	26(10,7)	38(6,0)	4,7	6,05	25,52	3,0
Д	935,0	26(10,7)	41(5,0)	5,7	11,0	56,35	3,0
Е	657,6	20(13)	36(6,7)	6,3	5,54	54,80	2,0
Ж	1388,1	20(13)	40(5,2)	7,8	10,4	125,72	2,0
З	901,5	20(13)	38(5,8)	7,2	7,43	81,66	2,0

На основе данных табл. 4.3 построены графические зависимости глубины осушения воздушного потока от числа единиц переноса. Они представлены на рис. 4.18.

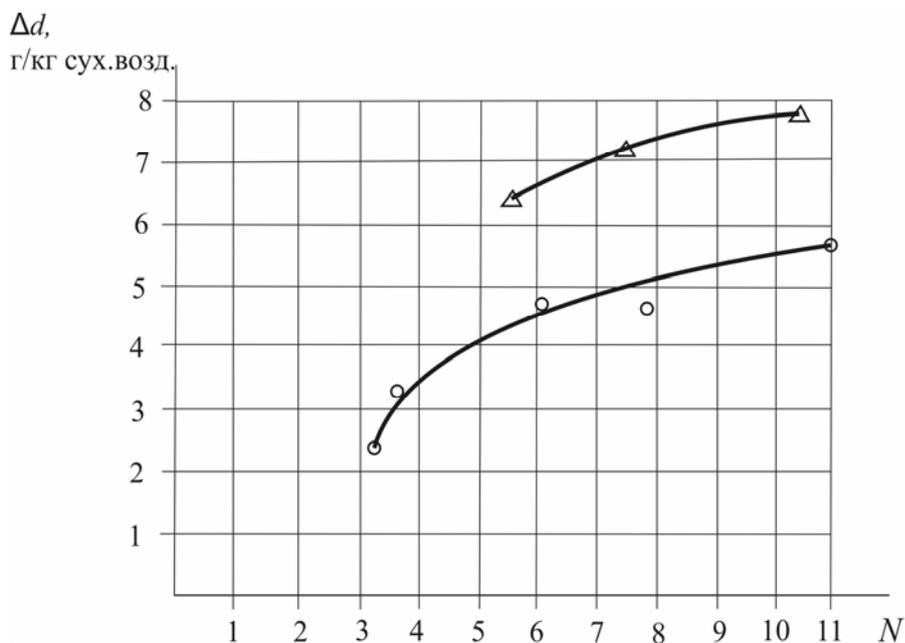


Рис. 4.18. Зависимость глубины осушения воздушного потока  $\Delta d$  зернистым слоем силикагеля от числа единиц переноса  $N$  и отношения водяных эквивалентов воздуха и силикагеля  $\bar{W}$ :  
о – для  $\bar{W} = 3,0 \cdot 10^{-2}$ ;  $\Delta$  – для  $\bar{W} = 2,0 \cdot 10^{-2}$

Из анализа графиков, приведенных на рис. 4.18, следует, что глубина осушения воздушного потока увеличивается с увеличением числа единиц переноса и снижением отношения водяных эквивалентов воздуха и силикагеля.

Приведенные графические зависимости  $\Delta d = f(N, \bar{W})$  в отличие от аналогичных зависимостей для волокнистых материалов, пропитанных водными растворами на основе хлористого лития и хлористого кальция (см. рис. 4.13) не имеют экстремумов, и отношения водяных эквивалентов воздуха и силикагеля  $\bar{W}$  на несколько порядков ниже. Последнее происходит из-за меньшей линейной скорости воздушного потока в фасадном сечении гранулированного силикагеля ( $v_B = 0,15 \dots 0,5$  м/с).

Из сравнительного анализа информации на рис. 4.13 и 4.18 следует, что глубина осушения воздуха при применении в качестве сорбента силикагеля несколько выше, чем при использовании волокнистых материалов с водными растворами на основе хлористого лития и хлористого кальция.

В качестве примера расчета кондиционера (см. рис. 4.14) приведем расчетные конструктивные характеристики корпуса осушителя для следующих исходных данных: проектная производительность кондиционера  $L = 500$  м<sup>3</sup>/ч ( $G = 600$  кг/ч), параметры наружного воздуха – ( $t_n = 26,4$  °С,  $I_n = 52$  кДж/кг), параметры внутреннего воздуха – ( $t_b = 20$  °С,  $\phi = 50$  %), тепловлажностное отношение  $\varepsilon = 5000$  кДж/кг, температура приточного воздуха  $t_{п} = 17$  °С, адсорбент – гранулированный силикагель ( $d_s = 0,004$  м), скорость воздуха в фасадном сечении осушителя –  $0,5$  м/с.

В соответствии с разработанной методикой (разд. 2.4) выполним построения процессов обработки воздушного потока на  $I-d$ -диаграмма влажного воздуха с изолиниями равновесного влагосодержания силикагеля для теплого периода года (см. рис. 4.17).

Расчетные данные: площадь сектора осушителя (формула (2.28).

$S_o = 0,278$  м<sup>2</sup>, что составляет 87,5 %; площадь сектора регенерации  $S_p = 0,04$  м<sup>2</sup> (12,5 %); внутренний диаметр осушителя  $D_o = 0,64$  м; толщина слоя сорбента (формула (2.23)  $H = 0,25$  м, число единиц переноса (формула (2.26)  $n = 7,14$ , высота единицы переноса (формула (2.27)  $h = 0,035$  м); аэродинамическое сопротивление слоя силикагеля (формула (2.35)  $\Delta P_c = 420$  Па.

Конструктивный расчет корпуса осушителя приведен в прил. 1.

#### 4.4. Разработка процессов и оборудования для утилизации теплоты удаляемого воздуха из помещений

Для снижения энергопотребления системы кондиционирования предлагается использовать новый способ утилизации теплоты удаляемого воздуха, основанный на сорбционных процессах [5, 86, 98]. Разработанный

способ утилизации позволяет утилизировать скрытую теплоту парообразования всех водяных паров в удаляемом воздухе, а не их часть, как в рассмотренных выше способах (разд. 1.6).

Как показано [104, 165], для Российских регионов, с учетом климатических условий, наиболее оптимальными следует считать утилизаторы теплоты с промежуточным теплоносителем.

В соответствии с данными исследованиями разработан и запатентован способ утилизации теплоты удаляемого воздуха с промежуточным теплоносителем на основе сорбционных процессов [10, 17, 170].

Известно [43, 180], что, энтальпия удаляемого воздуха определяется суммой слагаемых, представляющих явную теплоту газов (воздух + газовые примеси) и скрытую теплоту паров (в основном, это водяные пары):

$$I = c_{\text{в}}t + (r + c_{\text{п}}t) \cdot d \cdot 10^{-3}, \quad (4.40)$$

где  $I$  – энтальпия влажного воздуха, кДж/кг;

$c_{\text{в}}$  – удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К);

$t$  – температура, °С;

$r$  – скрытая теплота парообразования водяных паров, кДж/кг;

$c_{\text{п}}$  – удельная теплоемкость водяного пара, кДж/(кг·К);

$d$  – влагосодержание, г/кг сух. возд.

На долю водяных паров приходится основная часть теплоты, содержащейся в воздухе. Разумеется, эффективность утилизации теплоты будет возрастать с увеличением степени конденсации водяных паров.

В известных установках утилизации (разд.1.6), работа которых основана на процессе теплопередачи, полная конденсация водяных паров, содержащихся в воздухе (абсолютное осушение), возможна только при охлаждении воздуха до абсолютного нуля (на  $I$ - $d$ -диаграмме кривая полного насыщения  $\phi = 100$  % пересекает ось энтальпии  $I$  при  $t = -273$  °С) [60, 180], что, осуществить практически не реально.

Применяя сорбцию водяных паров на твердых сорбентах, среди которых наиболее предпочтительным является силикагель [24, 98, 128], можно выделить скрытую теплоту парообразования всех водяных паров, содержащихся в воздухе, в виде теплоты фазового перехода при комнатной температуре.

Технический результат достигается тем, что воздухоохладитель наделяется функциями адсорбера и теплообменного аппарата (назовем его теплообменник-адсорбер). Предварительно в теплообменнике-адсорбере газовый (воздушный) поток пропускают через слой зернистого адсорбента для осушения и выделения теплоты адсорбции [10, 17, 22, 145].

Для отвода полной теплоты адсорбции водяных паров, а также отбора явной теплоты осушенного удаляемого воздуха, в слое адсорбента располагают змеевики для циркуляции промежуточного теплоносителя, или

слой адсорбента (гранулированный силикагель) располагают в трубном пространстве кожухо-трубного теплообменника, а в межтрубном пространстве циркулирует промежуточный теплоноситель. Последний, отбирая теплоту от слоя адсорбента, нагревается и передает ее в теплоотдающем теплообменнике наружному воздуху.

В качестве промежуточного теплоносителя предлагается использовать водные растворы этиленгликоля или пропиленгликоля 20–30 %-й концентрации, имеющие низкие температуры замерзания [105, 163].

Типовые конструкции – трубные и полочные контактные аппараты, принцип действия которых основан на фильтрации газа через слой неподвижного гранулированного материала (катализатора) применяются при каталитической очистке газов [87, 96, 110, 144].

Активацию (регенерацию) адсорбента предлагается проводить методом вытеснительной десорбции [9, 110], т.е. применяя элемент безнагревного процесса десорбции, механизм которого рассмотрен в разд. 4.2в.

Для обеспечения непрерывности процесса необходимо два теплообменника-адсорбера: один работает в режиме утилизации скрытой и явной теплоты воздуха, другой – в режиме активации (регенерации) сорбента.

Через слой силикагеля, подлежащего активации, пропускают удаляемый абсолютно осушенный воздух, полученный в соседнем теплоизвлекающем теплообменнике, перед выбросом его наружу в атмосферу.

Из-за наличия большой разницы парциальных давлений водяных паров в поровом пространстве адсорбента и продуваемом через него, воздушном потоке молекулы воды интенсивно диффундируют в поток воздуха.

В отличие от режима безнагревной регенерации адсорбента для продувки будет использоваться весь осушенный поток воздуха, т.к. осушенный воздух не является в данном процессе товарным продуктом, и теплоту адсорбции он уже не содержит.

Согласно уравнению (4.30)

$$G_d = G_a P_d / P_a,$$

при равенстве расходов воздушного потока на стадиях адсорбции и десорбции  $G_d = G_a$ , давления воздушных потоков на данных стадиях также будут численно равны друг другу  $P_d = P_a$  и приближены к атмосферному давлению.

На рис. 4.19 представлена принципиальная схема разработанного способа утилизации теплоты удаляемого воздуха с промежуточным теплоносителем на рис. 4.20 приведена схема адсорбера-воздухоохладителя.

Утилизация теплоты удаляемого воздуха с промежуточным теплоносителем включает следующие стадии (режимы).

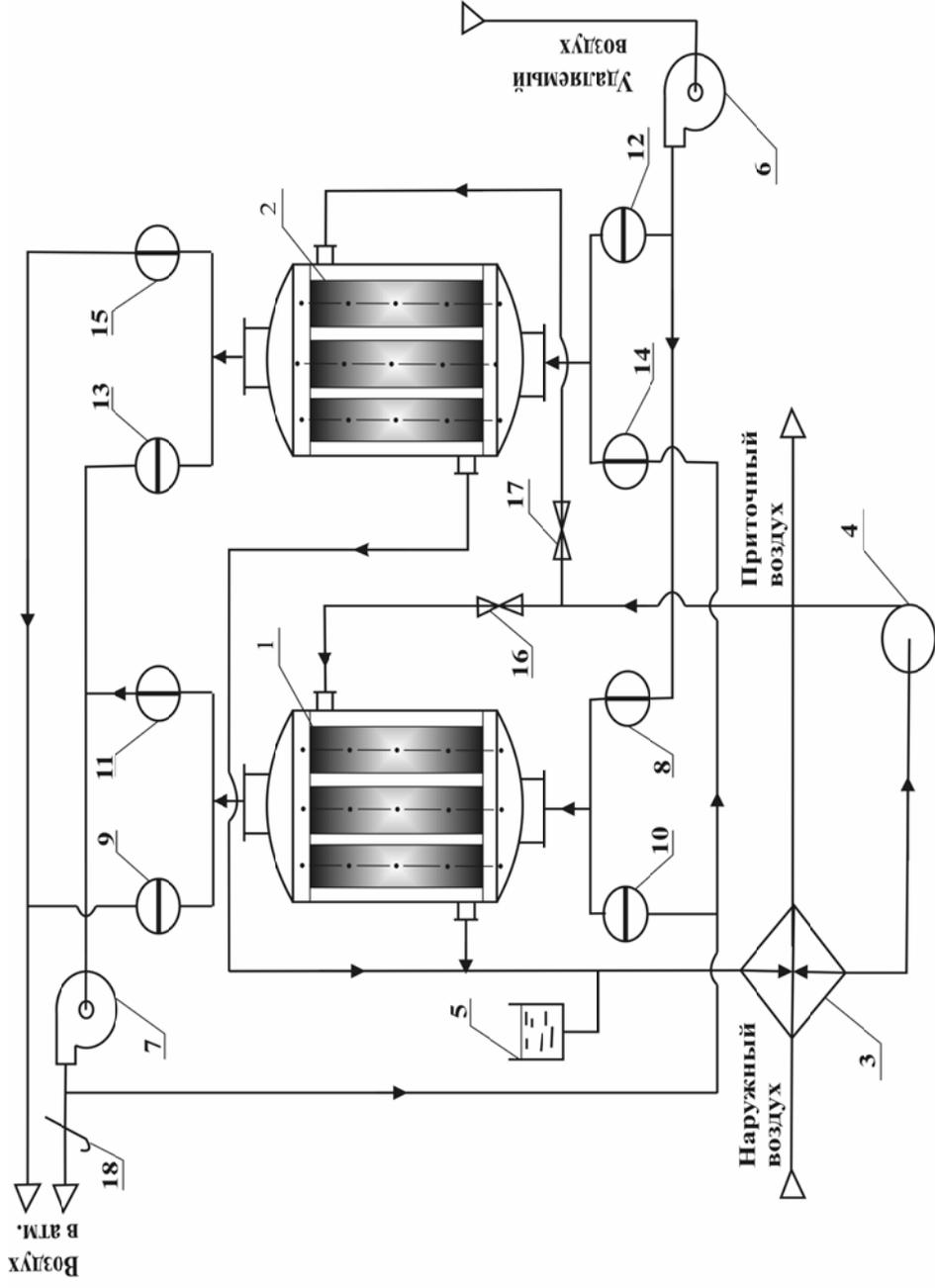


Рис. 4.19. Принципиальная схема утилизации теплоты удаляемого воздуха на основе твердых сорбентов:  
 1, 2 – теплообменники-адсорберы; 3 – поверхностный теплообменник; 4 – насос; 5 – расширительный бак;  
 6 – приточный вентилятор; 7 – вытяжной вентилятор; 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15 – клапаны-отсеатели; 16, 17 – вентили;  
 18 – шиберная задвижка

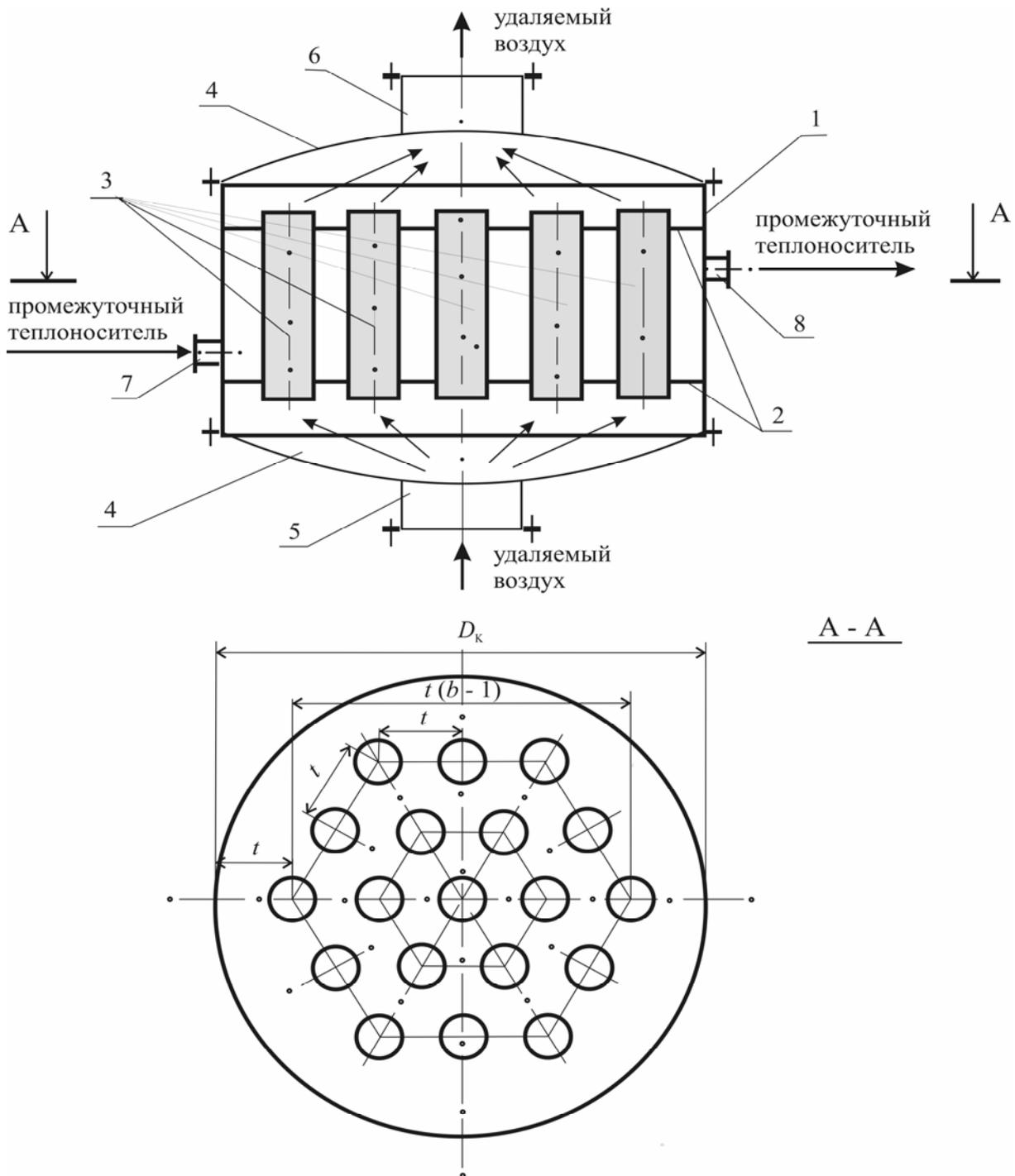


Рис. 4.20. Схема адсорбера-воздухоохладителя:  
 1 – корпус; 2 – трубные решетки; 3 – неподвижный слой гранулированного адсорбента (силикагеля); 5, 6 – патрубки для входа и выхода воздушного потока;  
 7, 8 – патрубки для входа и выхода промежуточного теплоносителя;  
 $D_k$  – внутренний диаметр кожуха;  $t$  – шаг;  
 $b$  – число труб по диагонали шестиугольника

### Стадия адсорбции водяных паров и отбора скрытой и явной теплоты удаляемого воздуха

Удаляемый воздух из помещения направляют в адсорбер-воздухоохладитель 1 с помощью вентиляторов 6, 7, при этом клапаны 8, 9, 14, 15 от-

крыты, клапаны 10, 11, 12, 13 закрыты (рис. 4.19). Работа клапанов осуществляется с помощью системы автоматики.

В адсорбере-воздухоохладителе воздушный поток, проходя через трубное пространство, заполненное слоем адсорбента – силикагеля, осушается за счет сорбции водяных паров до абсолютно сухого состояния. При этом выделяется теплота адсорбции.

Затем воздух подвергается охлаждению с отбором теплоты адсорбции и части явной теплоты с помощью промежуточного теплоносителя, поступающего в межтрубное пространство аппарата с помощью насоса 4. В это время вентиль 16 открыт, вентиль 17 – закрыт.

Нагретый промежуточный теплоноситель поступает в поверхностный теплообменник-воздухонагреватель 3, где за счет теплопередачи отдает тепло холодному наружному воздуху и, охладившись, снова поступает в межтрубное пространство адсорбера-воздухоохладителя 1 для охлаждения воздушного потока (рис. 4.20, 4.21) и т.д.

### **Стадия активации адсорбента**

Осушенный до абсолютно сухого состояния и охлажденный воздух из адсорбера-воздухоохладителя 1 с помощью вентилятора 7 направляют в адсорбер-воздухоохладитель 2, находящийся на стадии активации адсорбента (см. рис. 4.19).

При этом воздух проходит снизу вверх через неподвижный слой гранулированного адсорбента, расположенного в трубном пространстве, и вызывает десорбцию молекул воды в поток воздуха за счет разницы парциальных давлений водяного пара у поверхности капилляров силикагеля и в воздухе. Увлажненный воздушный поток из аппарата 2 через клапан 15 выбрасывают в атмосферу.

Продувку воздуха (активацию адсорбента) через слой адсорбента прекращают при достижении минимальной остаточной влажности силикагеля, контролируя, например, влагосодержание выбрасываемого воздуха. После чего клапаны 14, 15 закрывают, а шиберную задвижку 18 открывают, и осушенный воздух из адсорбера-воздухоохладителя 1 выбрасывают в атмосферу, минуя адсорбер-воздухоохладитель 2.

После достижения равновесного состояния силикагеля в адсорбере-воздухоохладителе 1 (индикатором косвенно может служить продолжительность адсорбции или влагосодержание выходящего воздуха из адсорбера) аппарат переводят на стадию активации адсорбента, а удаляемый воздух из помещения направляют в адсорбер-воздухоохладитель 2 для осушения и охлаждения.

Для этого клапаны 8, 9, 14, 15 должны быть закрыты, клапаны 12, 13, 10, 11 открыты, также открывают вентиль 17 и закрывают вентиль 16 на линии промежуточного теплоносителя.

В данном цикле удаляемый воздух из помещения проходит снизу вверх слой адсорбента в адсорбере-воздухоохладителе 2 за счет работы вентиляторов 6, 7. При этом воздух осушается, выделяя теплоту адсорбции, и за

счет подачи промежуточного теплоносителя в межтрубное пространство данного аппарата воздух также охлаждается.

Циркуляция промежуточного теплоносителя через аппарат 2 осуществляется с помощью насоса 4 через открытый вентиль 17. Отобранную теплоту от осушенного воздуха промежуточный теплоноситель транспортирует в воздухонагреватель 3, где передает ее наружному воздуху и вновь поступает для нагрева в межтрубное пространство адсорбера-воздухоохладителя 2 и т.д.

Абсолютно осушенный и охлажденный воздушный поток из аппарата 2 направляют в адсорбер-воздухоохладитель 1 для активации адсорбента. С помощью вентилятора 7 этот воздух через клапан 10 поступает в трубное пространство адсорбера 1, где способствует десорбции молекул воды из слоя адсорбента в воздух. Увлажненный воздух из верха адсорбера удаляется через открытый клапан 11 вентилятором 7 в атмосферу.

Для интенсификации процесса десорбции может быть дополнительно установлен вакуум-насос для понижения давления в адсорбере, который находится на стадии активации. Вакуум-насос может быть установлен на общей воздушной линии после клапанов 11 и 15 (на рис.4.19 он не показан).

Таким образом, поочередно, то один, то другой адсорбер-воздухоохладитель находятся на стадии адсорбции или десорбции, обеспечивая непрерывность отбора и утилизацию тепла от удаляемого воздуха из помещения.

Изменение параметров воздушного потока при утилизации теплоты удаляемого воздуха наглядно приведено на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха (рис. 4.21).

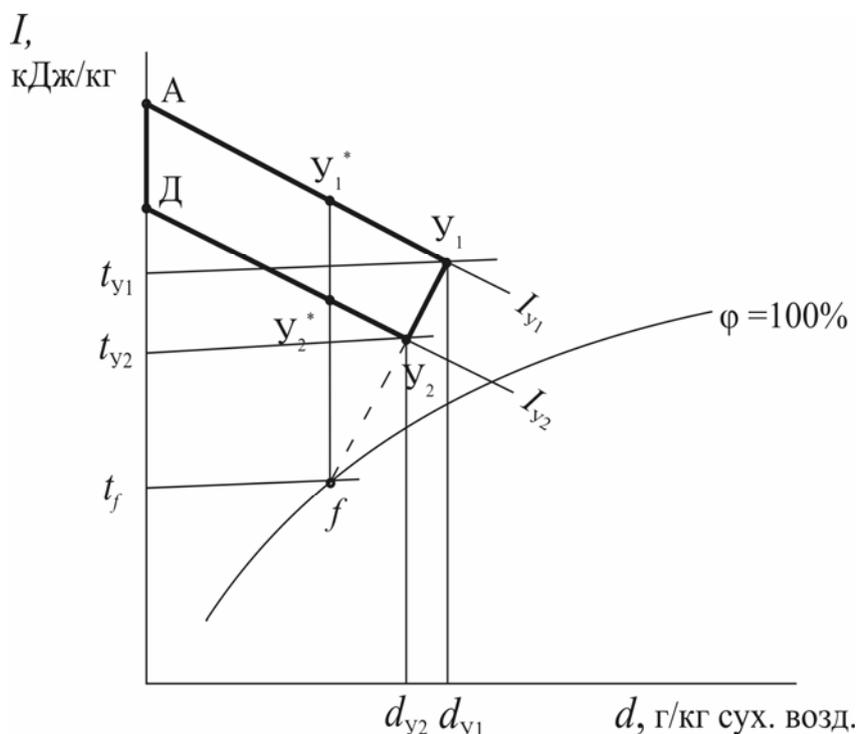


Рис. 4.21. Изменение параметров удаляемого воздуха в процессе утилизации его теплоты на основе твердых сорбентов

На данном рисунке:

АД – сухое охлаждение воздуха (отбор теплоты адсорбции и явной теплоты воздуха промежуточным теплоносителем);

ДУ<sub>2</sub> – изоэнтальпийное увлажнение воздуха. Процесс осуществляется на стадии активации адсорбента при десорбции водяных паров из порового пространства силикагеля в воздух. С параметрами т. У<sub>2</sub> воздух выбрасывается в атмосферу.

У<sub>1</sub>У<sub>2</sub> – охлаждение и осушение воздуха в традиционном способе утилизации теплоты.

На основе выполненных построений, представленных на рис. 4.21, определим количество утилизируемой теплоты (теплоты, передаваемой промежуточному теплоносителю):

*а) в разработанном способе Q<sub>1</sub>*

$$Q_1 = Q_{\text{адс}} + Q_{\text{охл}}, \quad (4.41)$$

где  $Q_{\text{адс}}$  – количество теплоты, выделяющейся при адсорбции водяных паров, т.е. при осушении воздуха, Вт (луч У<sub>1</sub>А);

$Q_{\text{охл}}$  – количество теплоты, отбираемое при сухом охлаждении воздуха, Вт (луч АД);

*б) в традиционном способе*

$$Q_2 = G (I_{Y_1} - I_{Y_2}), \quad (4.42)$$

Докажем, что  $Q_2 = Q_{\text{охл}}$

Согласно [105], реальный процесс охлаждения и осушения воздуха (луч У<sub>1</sub>У<sub>2</sub>) заменяем на условно «сухой» режим охлаждения воздуха, т.е. на луч  $Y_1^*Y_2^*$  (см. разд. 1.5).

Из анализа рис. 4.21 следует:  $Y_1^*Y_2^* = АД$ , следовательно,

$$Q_2 = Q_{\text{охл}}. \quad (4.43)$$

Из сравнения уравнений (4.41) и (4.43) также видно:

$$Q_1 > Q_2; \quad (4.44)$$

$$Q_1 - Q_2 = Q_{\text{адс}}. \quad (4.45)$$

Таким образом, в разработанном способе утилизации с применением адсорбента количество утилизируемой теплоты больше, чем в традиционном способе утилизации с промежуточным теплоносителем и рекуперативными теплообменниками СУПТ, на величину теплоты адсорбции, выделяющейся при осушке воздуха.

Согласно рис. 4.21, приращение количества утилизированной теплоты  $\Delta Q$ , кВт, равно:

$$\Delta Q = Q_{ад} = Dq_{ад} = G(d_{y1} - 0) \cdot 10^{-3} q_{ад} = Gd_{y1} \cdot 10^{-3} \cdot 2930 = 2,93 \cdot Gd_{y1}, \quad (4.46)$$

где  $G$  – расход удаляемого воздуха, кг/с;

$d_{y1}$  – влагосодержание удаляемого воздуха, г/кг сух. возд.;

$q_{адс}$  – полная удельная теплота адсорбции, кДж/кг ( $q_{адс} = 2930$  кДж/кг [55]);

$D$  – количество водяных паров, сорбируемых адсорбентом, кг/с.

Определим ожидаемую годовую экономию денежных средств за счет увеличения количества утилизированной теплоты с 1кг/с удаляемого воздуха из помещения:

$$\begin{aligned} \mathcal{E}_Г &= \Delta Q \tau_{хол} \cdot 0,239 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C} = \\ &= 2,93 \cdot 1 \cdot 10 \cdot 207 \cdot 16 \cdot 3600 \cdot 0,239 \cdot 10^{-6} \cdot 1000 \approx 83,5 \text{ тыс. руб./кг} \cdot \text{с}^{-1}; \end{aligned} \quad (4.47)$$

где  $10$  – влагосодержание удаляемого воздуха, г/кг сух. возд. (для регионов средней полосы России  $d_y \geq 10$  г/кг сух. возд. [105]).

$\tau_{хол}$  – продолжительность работы СКВ в холодный период года при двухсменной работе в сутки, с;

$0,239 \cdot 10^{-6}$  – переводной коэффициент ( $1$  кДж =  $0,239 \cdot 10^{-6}$  Гкал);

$C$  – стоимость 1 Гкал тепловой энергии, руб.

Сравнение теплотехнической эффективности разработанного утилизатора теплоты удаляемого воздуха с другими конструкциями представлено на рис. 4.22.

Из анализа данных, приведенных на рис. 4.22, следует, что количество утилизируемой теплоты удаляемого воздуха в теплоутилизаторе на основе сорбции водяных паров силикагелем выше почти в 2 раза, чем в традиционных конструкциях (при применении утилизатора регенеративного или рекуперативного типа, или утилизатора с промежуточным теплоносителем).

К достоинству разработанного способа утилизации низкопотенциальной теплоты удаляемого воздуха из помещений на основе твердого сорбента следует отнести возможность существенного увеличения количества утилизируемой теплоты от удаляемого воздуха из помещения за счет *полного* отбора скрытой теплоты водяных паров, содержащихся в нем на начальной стадии.

Конструктивный расчет адсорбера-воздухоохладителя приведен в прил. 2.

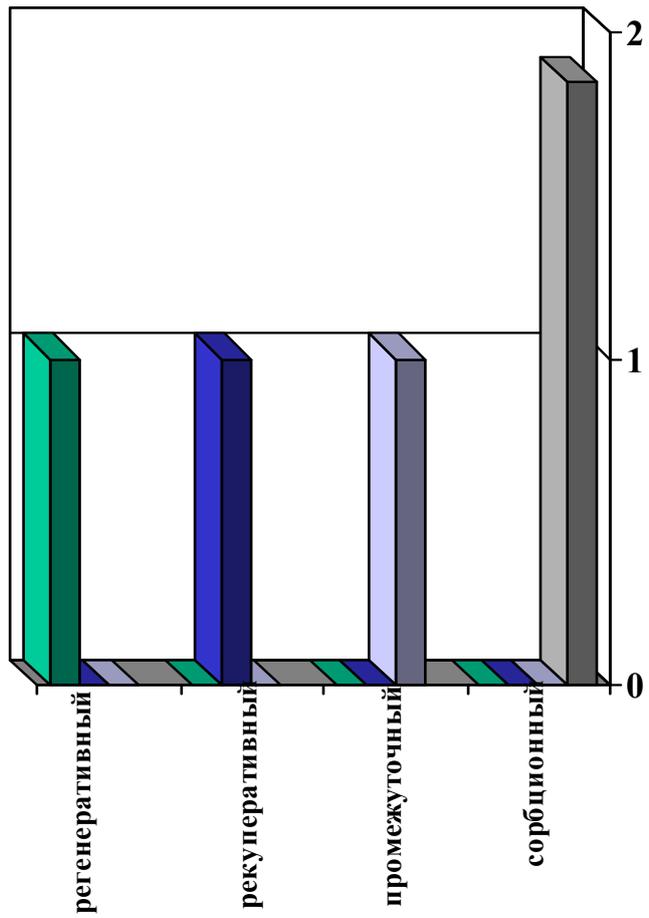


Рис. 4.22. Теплотехническая эффективность разработанного утилизатора теплоты удаляемого воздуха и утилизаторов других типов

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Инновационные технологии в СКВ представлены в развитии и научном обосновании новых способов тепловлажностной обработки воздуха, новой методологии расчета на принципах ресурсо- и энергосбережения, их апробации в лабораторных и промышленных условиях.

Снижение расхода энергопотребления при круглогодичной эксплуатации работы систем кондиционирования воздуха достигается за счет применения эффективных способов охлаждения воды и воздуха, новых систем утилизации теплоты удаляемого воздуха из зданий и сооружений различного назначения: офисных, административных, общественных, промышленных, а также разработки компактного оборудования для тепловлажностной обработки воздуха.

Основные положения и результаты научных исследований докладывались и публиковались в материалах Международных и Всероссийских научно-практических конференций, совещаний и семинарах: «Достижения в теории и практике теплогасоснабжения, вентиляции, кондиционирования воздуха и охраны воздушного бассейна» (С-Петербург, 1997); «Материалы XVI межвузовской научно-технической конференции, посвященной 370-летию г. Красноярска (Красноярск, 1998); «Проблемы энергосбережения и экологии в промышленном и жилищно-коммунальном комплексах» (Пенза, 2000–2012); «Энергосбережение в строительстве и жилищно-коммунальном комплексах» (Махачкала, 2009, 2010); «Теоретические основы теплогасоснабжения и вентиляции» (Москва, 2009, 2011); «Качество внутреннего воздуха и окружающей среды» (Волгоград, 2009; Самарканд (Узбекистан), 2010; Кошалин (Польша), 2011; Будапешт (Венгрия), 2012, Ханой (Вьетнам), 2013, Хайфа (Израиль), 2014.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Абрамович, Г.Н. Прикладная газовая динамика [Текст]: моногр. /, Г.Н. Абрамович. – М.: Наука, 1976. – 436 с.
2. Аверкин, А.Г. Повышение эффективности работы форсуночных камер [Текст] / А.Г. Аверкин, Н.А. Орлова / Достижения в теории и практике теплогазоснабжения, вентиляции, кондиционирования воздуха и охраны воздушного бассейна. Материалы Междунар. юбил. науч.-техн. конф., посвящ. 100-летию кафедр. – СПб.: СПбГАСУ, 1997. – С. 29–30.
3. Аверкин, А.Г. Кондиционирование помещений больничных учреждений [Текст] / А.Г. Аверкин, В.А. Леонтьев / Материалы XVI межвузовской науч.-техн. конф. посвящ. 370-летию г. Красноярска. – Красноярск: КрасГАСА, 1998. – С. 116–117.
4. Аверкин, А.Г. К вопросу интенсификации процесса теплопередачи в воздуховодяных теплообменниках [Текст] / А.Г. Аверкин, К.В. Ханин / материалы XXX Всероссийской науч.-техн. конф. – Пенза: ПГАСА, 1999. – С. 19–20.
5. Аверкин, А.Г. Форсунка эжекционного типа [Текст] / А.Г. Аверкин, Н.А. Орлова, Е.А. Панов, С.В. Федин // Информационный листок № 49-00, ЦНТИ. – Пенза, 2000. – 4 с.
6. Аверкин, А.Г. Разработка форсунки эжекционного типа для интенсификации тепловлажностной обработки воздуха [Текст] / А.Г. Аверкин, Н.А. Орлова // Строительство. – 2003. – №1. – С. 66–68.
7. Аверкин, А.Г. Разработка оборудования для увлажнения и охлаждения воздуха [Текст] / А.Г. Аверкин, А.И. Еремкин // Региональная архитектура и строительство. – 2007. – №1. – С. 68–74.
8. Аверкин, А.Г. Разработка кондиционера круглогодичного действия на основе адсорбционного осушения и многоступенчатого косвенно – испарительного охлаждения воздуха [Текст] / А.Г. Аверкин / Качество внутреннего воздуха и окружающей среды. IX Междунар. науч. конф. 17–22 мая 2011, г. Кошалин. – Волгоград: ВолгГАСУ, 2009. – С. 351–357.
9. Аверкин, А.Г. Тепловлажностная обработка воздуха в системах вентиляции и кондиционирования [Текст]: моногр./, А.Г. Аверкин. – Пенза: ПГУАС, 2011. – 188 с.
10. Аверкин, А.Г. К вопросу утилизации теплоты удаляемого воздуха в системах вентиляции и кондиционирования [Текст] / А.Г. Аверкин // Строительство. – 2007. – №7. – С. 76–81.
11. Аверкин, А.Г. Контактные аппараты для адиабатического увлажнения и охлаждения воздуха [Текст] / А.Г. Аверкин, А.И. Еремкин // Инженерные системы. АВОК – Северо-Запад. – 2007. – №1 (27). – С. 24–29.

12. Аверкин, А.Г. Градирия на основе косвенно-испарительного охлаждения воздуха [Текст] / А.Г. Аверкин, А.И. Еремкин // Инженерные системы. АВОК – Северо-Запад. – 2008. – №4 (37). – С. 68–70.

13. Аверкин, А.Г. Кондиционер круглогодичного действия без применения фреонов [Текст] / А.Г. Аверкин // Экология урбанизированных территорий. – 2008. – №2. – С. 25–28.

14. Аверкин, А.Г. Градирия на основе косвенно-испарительного охлаждения воздуха и оценка эффективности ее работы [Текст] / А.Г. Аверкин / Теоретические основы теплогаснабжения и вентиляции, сб. докладов III Междунар. науч.-техн. конф. – М.: МГСУ, 2009. – С. 235–240.

15. Аверкин, А.Г. Совершенствование контактных аппаратов для увлажнения воздуха [Текст] / А.Г. Аверкин, А.А. Князев / Энергосбережение в строительстве и жилищно-коммунальном хозяйстве. Материалы Всеросс. науч.-практ. конф. – Махачкала: ДагГТУ, 2009. – С. 76–79.

16. Аверкин, А.Г. Многоступенчатое охлаждение воздуха и воды и его практическая реализация [Текст] / А.Г. Аверкин / Качество внутреннего воздуха и окружающей среды. VII Междунар. науч. конф. – Волгоград: ВолгГАСУ, 2009. – С. 351–357.

17. Аверкин, А.Г. Применение твердых сорбентов для утилизации низкопотенциальной теплоты в системах вентиляции и кондиционирования воздуха [Текст] / А.Г. Аверкин / Качество внутреннего воздуха и окружающей среды. VIII Междунар. науч. конф. – Волгоград: ВолгГАСУ, 2010. – С. 248–253.

18. Аверкин, А.Г. Исследование влияния электроактивированных сред на биологическую активность воздушной среды [Текст] / А.Г. Аверкин, В.А. Леонтьев / Проблемы энерго и ресурсосбережения в промышленном и жилищно-коммунальном комплексах. Международный научно-практический семинар. – Пенза: ПГАСА, 2001. – С. 78–79.

19. Аверкин, А.Г. Теплообмен между двухфазным потоком и металлической стенкой в аппарате вихревого типа [Текст] / А.Г. Аверкин, П.М. Гофман, Б.Д. Левин, Э.Д. Левин // Теоретические основы химической технологии. Академия наук СССР – 1981. – Т. XV, №4. – С. 606–607.

20. Аверкин, А.Г. Об интенсификации теплоотдачи воздушных потоков [Текст] / А.Г. Аверкин, Б.Д. Левин, Э.Д. Левин / Проблемы энерго и ресурсосбережения в промышленном и жилищно-коммунальном комплексах. IV Междунар. науч.-практ. конф. – Пенза: ПГАСА, 2003. – С. 43–45.

21. Аверкин, А.Г. К расчету коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи в рекуперативных теплоутилизаторах систем вентиляции и кондиционирования воздуха [Текст] / А.Г. Аверкин / Проблемы энерго и ресурсосбережения в промышленном и жилищно-коммунальном комплексах. V Междунар. науч.-практ. конф. – Пенза: ПГУАС, 2004. – С. 21–23.

22. Аверкин, А.Г. Инновационные технологии на базе энерго и ресурсосбережения в системах вентиляции и кондиционирования воздуха [Текст] / А.Г. Аверкин / Проблемы энергосбережения и экологии в промышленном и жилищно-коммунальном комплексах. VI Междунар. науч.-практ. конф. – Пенза: ПГУАС, 2005. – С. 13–16.

23. Аверкин, А.Г. Градирня с повышенной охлаждающей мощностью [Текст] / А.Г. Аверкин / Проблемы энергосбережения и экологии в промышленном и жилищно-коммунальном комплексах. VII Междунар. науч.-практ. конф. – Пенза: ПГУАС, 2006. – С. 23–25.

24. Аверкин, А.Г. Применение твердых сорбентов для тепловлажностной обработки воздуха [Текст] / А.Г. Аверкин, О.А. Михайлова, М.А. Иванкин / Проблемы энергосбережения и экологии в промышленном и жилищно-коммунальном комплексах. VIII Междунар. науч.-практ. конф. – Пенза: ПГУАС, 2007. – С. 49–51.

25. Аверкин, А.Г. К оценке эффективности работы контактного аппарата [Текст] / А.Г. Аверкин, Е.Д. Галкина, А.И. Мнекин / Проблемы энергосбережения и экологии в промышленном и жилищно-коммунальном комплексах. IX Междунар. науч.-практ. конф. – Пенза: ПГУАС, 2008. – С. 28–31.

26. Аверкин, А.Г. Глубокое охлаждение воздуха с помощью воды [Текст] / А.Г. Аверкин / Проблемы энергосбережения и экологии в промышленном и жилищно-коммунальном комплексах. X Междунар. науч.-практ. конф. – Пенза: ПГУАС, 2009. – С. 15–19.

27. Аверкин, А.Г. Косвенный метод оценки определяющего линейного размера капель воды, распыляемой механическими форсунками в потоке воздуха [Текст] / А.Г. Аверкин, А.И. Еремкин, В.Г. Камбург // Региональная архитектура и строительство. – 2012. – №3. – С. 133–138.

28. Аверкин, А.Г. Определение поверхности тепломассопереноса в контактном аппарате при обработке воздуха водой [Текст] / А.Г. Аверкин // Вестник Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета. – 2010. – Вып. 17 (36). – С. 114–118.

29. Аверкин, А.Г. Лабораторный стенд для тепловлажностной обработки воздуха [Текст] / А.Г. Аверкин, Н.В. Коршунова // Вестник Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета. – 2010. – Вып. 19 (38). – С. 128–132.

30. Аверкин, А.Г. Инженерный расчет температуры мокрого термометра воздуха и энтальпии рабочих сред при адиабатическом увлажнении воздуха [Текст] / А.Г. Аверкин // Приволжский научный журнал. – 2011. – №1. – С. 65–70.

31. Аверкин, А.Г. Совершенствование тепловлажностной обработки рабочих сред в градирнях [Текст] / А.Г. Аверкин, А.И. Еремкин // Регио-

нальная архитектура и строительство. – 2010. – №1. – С. 124–131.

32. Аверкин, А.Г. Методика расчета контактных аппаратов для тепло-влажностной обработки воздуха на основе числа единиц переноса [Текст] / А.Г. Аверкин // Региональная архитектура и строительство. – 2010. – №2. – С. 122–128.

33. Аверкин, А.Г. Сушка целлюлозы на бесконечной ленте с двухфазным теплоносителем [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук / А.Г. Аверкин – Томск: ТПТИ, 1981. – 25 с.

34. Аверкин, А.Г. Программное обеспечение для проектирования центральных систем кондиционирования воздуха [Текст] / А.Г. Аверкин, А.С. Колесников, В.Г. Камбург / Информационно-вычислительные технологии и их приложения. XV Междунар. науч.-техн. конф. – Пенза: ПГУАС, 2011. – С. 58–65.

35. Аверкин, А.Г. Сушилка для рук и волос на основе адсорбционного способа осушения воздуха [Текст] / А.Г. Аверкин, Ю.А. Аверкин / Качество внутреннего воздуха и окружающей среды. X Междунар. науч. конф. – Будапешт: ВолгГАСУ, 2012. – С. 199–206.

36. Аверкин, А.Г. Экспериментальные исследования осушения воздуха водой в контактном аппарате [Текст] / А.Г. Аверкин [и др.] / Проблемы энергосбережения и экологии в промышленном и жилищно-коммунальном комплексах. XIII Междунар. науч.-практ. конф. – Пенза: ПГУАС, 2012. – С. 7–9.

37. Аверкин, А.Г. Совершенствование методики расчета устройств тепло-влажностной обработки воздуха на основе числа единиц переноса [Текст] / А.Г. Аверкин, А.И. Еремкин // Вестник МГСУ. – 2011. – №7. – С. 362–369.

38. Аверкин, А.Г. Создание бактерицидной воздушной среды на основе применения электроактивированной воды в системах кондиционирования воздуха [Текст] / А.Г. Аверкин [и др.] // Региональная архитектура и строительство. – 2012. – №1. – С. 140–147.

39. Аверкин, А.Г. Экспериментальные исследования эффективности работы устройств для удаления загрязненного воздуха из помещения [Текст] / А.Г. Аверкин, М.А. Иванкин, Ю.В. Родионов, О.В. Тараканов // Научный вестник Воронежского государственного архитектурно-строительного университета. – 2012. – №2(26). – С. 23–28.

40. Аверкин, А.Г. Методика расчета осушителей воздуха на твердом сорбенте с применением *I-d*-диаграммы влажного воздуха [Текст] / А.Г. Аверкин // Приволжский научный журнал. – 2012. – №2. – С. 109–114.

41. Аверкин, А.Г. Методическое и программное обеспечение расчета поверхности теплообмена контактных аппаратов при обработке воздуха водой на основе числа единиц переноса [Текст] / А.Г. Аверкин,

А.И. Еремкин, В.Г. Камбург // Приволжский научный журнал – 2012. – №3. – С. 117–123.

42. Аверкин, А.Г. Экспериментальные исследования конвективного теплообмена при охлаждении воздушного потока различной относительной влажности в оребренном теплообменнике [Текст] / А.Г.Аверкин, А.И. Еремкин, Ю.В. Родионов, О.В. Тараканов // Известия Казанского государственного архитектурно-строительного университета. – 2012. – №1(19). – С. 74–80.

43. Аверкин, А.Г. Кондиционер круглогодичного действия для жилых и офисных помещений [Текст] / А.Г. Аверкин // Научный вестник Воронежского государственного архитектурно-строительного университета. – 2012. – №3(27). – С. 37–46.

44. Андреев, Е.И. Расчет тепло- и массообмена в контактных аппаратах [Текст]: моногр. / Е.И. Андреев. – Л.: Энергоатомиздат, 1985. – 192 с.

45. Анисимов, С.М. Исследование процессов тепломассообмена в регенеративных осушителях систем кондиционирования воздуха [Текст] / С.М. Анисимов, В.Ф. Васильев // Инженерные системы. АВОК – Северо-Запад. – 2004. – №1 (13). – С. 49–53; №2 (14). – С. 21–24.

46. Ахназарова, С.Л. Методы оптимизации эксперимента в химической технологии. [Текст]: учеб. пособие для хим.-технолог. спец.вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. / С.Л. Ахназарова. В.В. Кафаров. – М.: Высшая школа, 1985. – 328 с.

47. Бабакин, Б.С. Альтернативные хладагенты и сервис холодильных машин на их основе [Текст]: справ. руководство / Б.С. Бабакин, В.И. Стефанчук, Е.Е. Ковтунов. – М.: «Колос», 2000. – 160 с.

48. Баркалов, Б.В. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях [Текст]: моногр. / Б.В. Баркалов, Е.Е. Карпис. – М.: Стройиздат, 1982. – 312 с.

49. Батулин, В.В. Основы промышленной вентиляции [Текст]: моногр./ В.В. Батулин. – М.: Промиздат, 1965. – 608 с.

50. Батунер, Л.М. Математические методы в химической технике [Текст]: справ. пособие / Л.М. Батунер, М.Е. Позин. – Л.: «Химия». 1971. – 824 с.

51. Барановский, Н.В. Пластинчатые и спиральные теплообменники [Текст]: моногр. / Н.В. Барановский, Л.М. Коваленко, А.Р. Ястребенецкий. – М.: Машиностроение, 1973. – 288 с.

52. Белова, Е.М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях [Текст]: моногр. / Е.М. Белова. – М.: Евроклимат, 2006. – 400 с.

53. Белова, Е.М. Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами [Текст]: моногр. / Е.М. Белова. – М.: Евроклимат, 2003. – 640 с.

54. Берман, Л.Д. Испарительное охлаждение циркуляционной воды [Текст]: моногр. / Л.Д. Берман. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1957. – 320 с.
55. Богословский, В.Н. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение [Текст]: учеб. для вузов / В.Н. Богословский, О.Я. Кокорин, Л.В. Петров. – М.: Стройиздат, 1985. – 416 с.
56. Богословский, В.Н. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха [Текст]: моногр. / В.Н. Богословский, М.Я. Поз. – М.: Стройиздат, 1983. – 320 с.
57. Бодров, М.В. Научно-методологические основы нормирования, проектирования и эксплуатации систем обеспечения микроклимата производственных сельскохозяйственных зданий и сооружений [Текст]: автореф. дис. ... д-ра. техн. наук / М.В. Бодров. – М.: МГСУ, 2012. – 36 с.
58. Boffardi Bennett P. Водоподготовка для систем отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха и холодильных установок [Текст] / Bennett P. Boffardi / АВОК. – 1999. – № 6. – С. 40–47.
59. Брунауэр, С. Адсорбция газов и паров Т.1. Физическая адсорбция [Текст]: пер. с англ. / С. Брунауэр; под ред. акад. М.М. Дубинина. – М.: Гос. изд-во ин. лит-ры, 1945. – 768 с.
60. Бурцев, С.И. Влажный воздух [Текст]: справ. руководство / С.И. Бурцев, Ю.Н. Цветков. – СПб.: СПбГАХПТ, 1998. – 146 с.
61. Бялый, Б.И. Тепломассообменное оборудование воздухообрабатывающих установок ООО «ВЕЗА» [Текст]: моногр. / Б.И. Бялый. – М.: ООО «Инфорт», 2005. – 278 с.
62. Варгафтик, Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей [Текст]: справ. / Н.Б. Варгафтик. – М.: Наука, 1972. – 720 с.
63. Вишневский, Е.П. Кондиционирование воздуха – увлажнение [Текст] / Е.П. Вишневский // Сантехника, отопление, кондиционирование. – 2003. – № 10. – С. 48–51.
64. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч.3, Кн.2. Вентиляция и кондиционирование воздуха. / Б.В. Баркалов [и др.]; под ред. Н.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1992. – 416 с.
65. Гагарин, В.Г. О модификации  $t$ -метода для определения удельной поверхности макро- и мезопористых адсорбентов [Текст] / В.Г. Гагарин // Физическая химия. – 1985. – Т.59. – №5. – С. 1838–1839.
66. Гагарин, В.Г. Сорбция и десорбция водяного пара материалами ограждающих конструкций [Текст] / В.Г. Гагарин // Российская архитектурно-строительная энциклопедия. Т.2. – М.: Минстрой РФ, 1995. – С. 425–427.
67. Гилл, Ф. Практическая оптимизация [Текст]: моногр. / Ф. Гилл, У. Моррей, М. Райт, пер. с англ.; под ред. А.А. Петрова. – М.: «Мир», 1985. – 509 с.

68. Гладков, В.А. Вентиляторные градирни. [Текст]: моногр. / В.А. Гладков, Ю.И. Арефьев, В.С. Пономаренко. – М.: Стройиздат, 1976. – 216 с.
69. Гоголин, А. А. Кондиционирование воздуха в мясной промышленности [Текст]: учеб. пособие / А.А.Гоголин. – М.: «Пищевая промышленность», 1966. – 240 с.
70. Горбис, З.Р. Теплообмен и гидромеханика дисперсных сквозных потоков [Текст]: моногр. / З.Р. Горбис. – М.: Энергия, 1970. – 423 с.
71. ГОСТ 12.1.005-88\*. Общие санитарно-технические требования к воздуху рабочей зоны [Текст]. – Введ. 1989-01-01 – М.: Изд-во стандартов, 2002. – 76 с.
72. Гухман, А.А. Введение в теорию подобия [Текст]: моногр. / А.А. Гухман. – М.: «Высшая школа», 1973. – 296 с.
73. Даниэльс, Ф. Физическая химия [Текст]: учеб. для вузов / Ф. Даниэльс, Р. Ольберти. – М.: «Мир», 1978. – 648 с
74. Дворецкий, С.И. Основы математического моделирования и оптимизации процессов и систем очистки и регенерации воздуха [Текст]: учеб. пособие / С.И. Дворецкий [и др.]. – Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2008. – 324 с.
75. Дерюгин, В.В. Методика моделирования стационарных тепловых и аэродинамических процессов при решении задач вентиляции / В.В. Дерюгин // Исследования в области отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Сб. науч. трудов ЛИСИ. – Л.: ЛИСИ, 1989. – № 10. – С. 34–48.
76. Дмитриева, Л.С. Планирование эксперимента в вентиляции и кондиционировании воздуха [Текст] / Л.С. Дмитриева, Л.В.Кузьмина, Л.М. Мошкарнев. – Иркутск: Изд-во иркутского ун-та, 1984. – 210 с.
77. Дубинин, М.М. Физико-химические основы сорбционной техники [Текст]: моногр. / М.М. Дубинин. – М.-Л.: Госхимтехиздат, 1932. – 381 с.
78. Дячек, П.И. Холодильные машины и установки [Текст]: учеб. пособие / П.И. Дячек. – Ростов н/Д: Феникс, 2007. – 424 с.
79. Егоров, Н.С. Руководство к практическим занятиям по микробиологии [Текст]: учеб. пособие / Н.С. Егоров. – М.: МГУ, 1995. – 224 с.
80. Егорова, Н.В. Компьютерная модель тепломассообмена и гидравлики в испарительных градирнях [Электронный ресурс] / Н.В. Егорова // Тепломеханическое, природоохранное и воднохимическое направления и связанные с ними процессы. II Всероссийский конкурс молодых специалистов инженерингового профиля в области энергетики. – Режим доступа: <http://www/vripiet.ru/Doklad2.html>).
81. Еремкин, А.И. Локальное кондиционирование вытесняющего типа текстильных предприятий [Текст]: моногр. / А.И. Еремкин. – Саратов: Саратов.гос.тех.ун-т, 2006. – 391 с.

82. Еремкин, А.И. Создание бактерицидных воздушных сред при выращивании овощей в закрытом грунте [Текст]: моногр. / А.И. Еремкин, А.Г. Аверкин, В.А. Леонтьев. – М., 2002. – 140 с.

83. Зайдель, А.Н. Ошибки измерения физических величин [Текст]: монография. – Л.: Наука, 1985. – 112 с.

84. Закономерность изменения теплоотдачи на стенках каналов с дискретной турбулизацией потока при вынужденной конвекции [Текст] научное открытие СССР. Диплом № 242 / Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер, С.А. Ярхо, Г.И. Воронин, Е.В. Дубровский. – Заявка № ОТ-9375 от 11.08.76; опубл.23.09.81, Бюл. № 35.

85. Зацепина, Г.Н. Свойства и структура воды [Текст]: моногр. – М.: Изд-во Московского университета, 1974. – 168 с.

86. Зиганшин, М.Г. Теоретические основы пылегазоочистки [Текст]: учеб. пособие / М.Г. Зиганшин. – Казань: КГАСУ, 2005. – 262 с.

87. Зиганшин, М.Г. Проектирование аппаратов пылегазоочистки [Текст]: учеб. пособие / М.Г. Зиганшин, А.А. Колесник, В.Н. Посохин. – М.: Экопресс – 3М, 1998. – 505 с.

88. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст]: справ. пособие / И.Е. Идельчик. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1975. – 560 с.

89. Ильина, С.А. Анализ данных по тепло-массообмену при испарении жидкости с поверхности [Текст] / С.А. Ильина / Энергосбережение в строительстве и жилищно-коммунальном хозяйстве. Материалы Всеросс. науч.-практ. конф. – Махачкала: ДагГТУ, 2009. – С. 72–76.

90. Калинин, Э.К. Интенсификация теплообмена в каналах [Текст]: моногр. / Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер, С.А. Ярхо. – М.: «Машиностроение», 1981. – 205 с.

91. Калинин, Э.К. Эффективные поверхности теплообмена [Текст]: монография / Э.К. Калинин, И.З. Копп, А.С. Мякочин. – М.: «Энергоатомиздат», 1998. – 408 с.

92. Карнаухов, А.П. Адсорбция. Текстура дисперсных и пористых материалов [Текст]: моногр. – Новосибирск: Наука. Сиб. предприятие РАН, 1998. – 470 с.

93. Карпис, Е.Е. Повышение эффективности работы систем кондиционирования воздуха [Текст]: моногр. / Е.Е. Карпис. – М.: Стройиздат, 1977. – 191 с.

94. Карпис, Е.Е. Энергосбережение в системах кондиционирования воздуха [Текст]: моногр. / Е.Е. Карпис. – М.: Стройиздат, 1986. – 270 с.

95. Касаткин, А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии [Текст]: учеб. для вузов / А.Г. Касаткин. – М.: «Химия», 1971. – 784 с.

96. Основы массопередачи [Текст]: моногр. / В.В. Кафаров. –2-е изд., перераб. и доп. – М.: «Высшая школа», 1972. – 492 с.
97. Кейс, В.И. Компактные теплообменники [Текст]: моногр.: пер. с англ. / В.И. Кейс, А.Л. Лондон. – М.: Энергия, 1967. – 222 с.
98. Кельцев, Н.В. Основы адсорбционной техники [Текст]: моногр. / Н.В. Кельцев. – М.: «Химия», 1964. – 592 с.
99. Кинле, Х. Активные угли и их промышленное применение. [Текст]: моногр.: пер. с нем. / Х. Кинле, Э. Бадер. – Л.: «Химия», 1983. – 215 с.
100. Кирпичев, М.В. Теория подобия [Текст]: моногр. / М.В. Кирпичев. – М.: АН СССР, 1953. – 162 с.
101. Вода и магнит [Текст]: моногр. / В.И. Классен. – М.: Наука, 1973. – 112 с.
102. Кокорин, О.Я. Установки кондиционирования воздуха [Текст]: моногр. / О.Я. Кокорин. – М.: «Машиностроение», 1978. – 264 с.
103. Кокорин, О.Я. Современные системы кондиционирования воздуха [Текст]: моногр. / О.Я. Кокорин. – М.: Физматлит, 2003. – 272 с.
104. Кокорин, О.Я. Энергосберегающие технологии функционирования систем вентиляции, кондиционирования воздуха (системы ВОК) [Текст]: моногр. / О.Я. Кокорин. – М.: Проспект, 1999. – 208 с.
105. Кокорин, О.Я. Отечественное оборудование для создания систем вентиляции и кондиционирования воздуха [Текст]: каталог / О.Я.Кокорин, А.М. Дерипасов. – М.: ИКФ «Каталог», 2002. – 91 с.
106. Королева, Т.И. Экономическое обоснование оптимизации теплового режима здания [Текст]: учеб. пособие / Т.И. Королева. – М.: АСВ, 2001. – 144 с.
107. Краснов, Ю.С. Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию, испытаниям и наладке [Текст]: моногр. / Ю.С. Краснов, А.П. Борисоглебская, А.В. Антипов. – М.: ТЕРМОКУЛ, 2004. – 373 с.
108. Краснощеков, Е.А. Задачник по теплопередаче [Текст] / Е.А. Краснощеков, А.С. Сукомел. – М.: Энергия, 1980, – 288 с.
109. Кремнев, О.А. Воздушно-испарительное охлаждение оборудования [Текст]: моногр. / О.А. Кремнев, А.Л. Сатановский. – М.: «Машиностроение», 1967. – 124 с.
110. Кузнецов, И.Е. Оборудование для санитарной очистки газов [Текст]: справ. / И.Е. Кузнецов, К.И. Шмат, С.И. Кузнецов. – Киев: Техника, 1989. – 304 с.
111. Кутателадзе, С.С. Основы теории теплообмена [Текст]: моногр. / С.С. Кутателадзе. – М.: Атомиздат, 1979. – 416 с.

112. Кутателадзе, С.С. Тепломассообмен и трение в турбулентном пограничном слое [Текст]: моногр. / С.С. Кутателадзе, А.И. Леонтьев. – М.: Энергия, 1972. – 320 с.
113. Кутепов, А.М. Химическая гидродинамика [Текст]: моногр. / А.М. Кутепов [и др.]. – М.: КВАНТУМ, 1996. – 416 с.
114. Лабораторный стенд для тепловлажностной обработки воздуха [Текст]: пат. 87782 Рос.Федерация: МПК F24F 3/04 G09B 23/00/ А.Г. Аверкин, А.И. Еремкин, К.В. Миронов, С.И. Мишанин, Н.В. Коршунова; заявитель и патентообладатель Пензен. гос. ун-т архит. и строит. – №2009104260; заявл. 09.02.09; опубл.20.10.09, Бюл. № 29.
115. Лабунцов, Д.А. Механика двухфазных систем [Текст]: учеб. пособие / Д.А. Лабунцов, В.В. Ягов. – М.: МЭИ, 2000. – 374 с.
116. Кондиционирование воздуха [Текст]: моногр. / Р.М. Ладыженский. – М.: Госторгиздат, 1962. – 352 с.
117. Леонтьев, В.А. Тепловлажностная обработка воздуха с использованием электроактивированных жидких сред [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук / В.А. Леонтьев. – Н-Новгород: НГАСУ, 2002. – 23 с.
118. Ливчак, И.Ф. Вентиляция многоэтажных жилых зданий [Текст]: моногр. / И.Ф. Ливчак, А.Л. Наумов. – М.: АВОК-ПРЕСС, 2005. – 136 с.
119. Лойцянский, Л.Г. Механика жидкости и газа [Текст]: моногр. / Л.Г. Лойцянский. – М.: Наука, 1987. – 676 с.
120. Лыков, А. В. Теория переноса энергии и вещества [Текст]: моногр. / А.В. Лыков, Ю.А. Михайлов. – Минск: Изд. Акад. наук БССР, 1959. – 330 с.
121. Лыков, А.В. Тепло- и массообмен в процессах испарения [Текст] / А.В. Лыков // Инженерно-физический журнал. – 1962. – Т.5, №11. – С. 12–24.
122. Матвейкин, В.Г. Математическое моделирование и управление процессом короткоциклового адсорбции [Текст]: моногр. / В.Г. Матвейкин, В.А. Погонин, С.Б. Путин, С.А. Суворцов. – М.: Изд-во Машиностроение – 1, 2007. – 140 с.
123. Мельников, А.А. Системы кондиционирования воздуха как часть интеллектуального здания [Текст] // Сантехника, отопление, кондиционирование. – 2004. – №6. – С. 80–81.
124. Микроклимат зданий и сооружений [Текст]: науч.-техн. сборник / В.И. Бодров [и др.]. – Н.-Новгород: Изд-во «Арабеск», 2001. – 395 с.
125. Минин, В.Е. Воздухонагреватели для систем вентиляции и кондиционирования воздуха [Текст]: моногр. / В.Е. Минин. – М.: Стройиздат, 1976 – 199 с.
126. Михеев, М.А. Основы теплопередачи [Текст]: моногр. / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – М.: «Энергия», 1977. – 344 с.

127. Наладка и регулирование систем вентиляции и кондиционирования воздуха [Текст]: справ. пособие / Б.А. Журавлев и [и др.]. – М.: Стройиздат, 1980. – 448 с.

128. Неймарк, И.Е. Силикагель, его получение, свойства и применение [Текст]: моногр / И.Е. Неймарк, Р.Ю. Шейнфайн. – Киев: «Наукова Думка», 1973. – 200 с.

129. Нестеренко, А.В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха [Текст]: учеб. пособие / А.В. Нестеренко. – М.: «Высшая школа», 1971. – 460 с.

130. Новгородский, Е.Е. Комплексное энерготехнологическое использование газа и охрана воздушного бассейна [Текст]: моногр. / Е.Е. Новгородский, В.А. Широков, Б.В. Шанин, В.А. Дятлов. – М.: Дело, 1997. – 368 с.

131. Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации [Текст]: федер. закон от 23 ноября 2009 г. №261-ФЗ. – М.: Кремль, 2009. – 23 ноября. – 52 с.

132. Орлова, Н.А. Моделирование тепловлажностной обработки воздуха и разработка форсунки эжекционного типа для систем кондиционирования воздуха [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Н.А. Орлова. – Воронеж: ВГАСУ, 2002. – 18с.

133. Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию [Текст]: справ. пособие / под ред. Ю.И. Дытнерского. – М.: Химия, 1983 – 160 с.

134. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Ч.1. Теоретические основы создания микроклимата здания [Текст]: учеб. пособие / В.И. Полушкин [и др.]. – СПб.: Профессия, 2002. – 160 с.

135. Павлов, Н.Н. Использование раствора хлористого лития в системах кондиционирования воздуха. [Текст] / Н.Н. Павлов // Водоснабжение и санитарная техника. – 1970. – № 8. – С. 23–25.

136. Павлов, К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии [Текст]: учеб. пособие / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков. – М.: Химия, 1987. – 575 с.

137. Измерение расхода и количества жидкостей, газа и пара [Текст]: моногр. / А.Н. Павловский. – М.: Изд-во комитета стандартов, мер и измерительных приборов при Совете министров СССР, 2003. – 416 с.

138. Пажи, Д.Г. Основы техники распыления жидкостей [Текст]: моногр. / Д.Г. Пажи, В.С. Галустов. – М.: «Химия», 1984. – 256 с.

139. Патанкар, С. Численное решение задач теплопроводности и конвективного теплообмена при течении в каналах [Текст]: моногр. / С. Патанкар. – М.: Изд-во МЭИ, 2003. – 312 с.

140. Пеклов, А.А. Кондиционирование воздуха [Текст]: учеб. пособие / А.А. Пеклов, Т.А. Степанова. – Киев: «Вища школа», 1978. – 328 с.
141. Пен, Р.З. Статические методы в целлюлозно-бумажном производстве [Текст]: моногр / Р.З. Пен, Э.М. Менчер. – М.: Изд-во «Лесная промышленность», 1973. – 120 с.
142. Пери, Дж. Справочник инженера химика [Текст]: справ. пособие / Дж. Пери.: пер с англ. под общ. ред. Н.М. Жаворонкова и П.Г. Романкова, Т. 2. – Л.: «Химия», 1969. – 504 с.
143. Петручик, А.И. Математическое моделирование охлаждения капельных и пленочных течений воды в башенных градирнях [Текст] / А.И. Петручик, А.Д. Солодухин, С.П. Фисенко // Инж.-физ. журн. – 2001. – № 1. – С. 33–34.
144. Плановский, А.Н. Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии. [Текст]: учеб. для вузов / А.Н. Плановский, П.И. Николаев. – М.: Химия, 1987. – 496 с.
145. Поляев, В.М. Гидродинамика и теплообмен в пористых элементах конструкций летательных аппаратов [Текст]: моногр. / В.М. Поляев, В.А. Майоров, Л.А. Васильев. – М.: Машиностроение, 1988. – 168 с.
146. Пономаренко, В.С. Оросители и водоуловители градирен [Текст] / В.С. Пономаренко, Ю.И. Арефьев // Водоснабжение и санитарная техника. – 1994. – № 2. – С. 28–31.
147. Пономаренко, В.С. Градирни промышленных и энергетических предприятий [Текст]: справ. пособие / В.С. Пономаренко, Ю.И. Арефьев. – М.: Энергоатомиздат. 1998. – 372 с.
148. Прохоров, В.И. *I-d*-диаграмма влажного воздуха для переменных давлений [Текст] / В.И. Прохоров // Государственный проектный и научно-исследовательский институт по комплексному проектированию предприятий полиграфической промышленности: Труды. – Вып. 3. Ч. 1. – М.: Книга, 1973. – 32 с.
149. Прохоров, Е.И. Применение малогабаритных градирен [Текст] / Е.И. Прохоров, И.П. Барменкова // Водоснабжение и санитарная техника. – 1996. – № 5. – С. 17–20.
150. Рабинович, Г. Д. Теория теплового расчета рекуперативных теплообменных аппаратов [Текст]: моногр. / Г.Д. Рабинович. – Минск: Изд-во АН БССР, 1963. – 214 с.
151. Рамм, В.М. Абсорбция газов [Текст]: моногр. / – М.: Химия, 1976. – 656 с.
152. Ривкин, С.Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара [Текст]: справ. пособие / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 79 с.

153. Рид, Р. Свойства газов и жидкостей [Текст]: справ. пособие / Р. Рид, пер. с англ., под ред. Б.И. Соколовой. – Л.: Химия, 1982. – 592 с.
154. Руководство по оценке экономической эффективности инвестиций в энергосберегающие мероприятия [Текст]: науч. издание / А.Н. Дмитриев [и др.]. – М.: АВОК-ПРЕСС, 2005. – 120 с.
155. Румшинский, Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента [Текст]: моногр. / Л.З. Румшинский. – М.: Наука, 1971. – 192 с.
156. Системный анализ оптимизации общеобменной вентиляции и кондиционирования воздуха [Текст]: моногр. / А.А. Рымкевич. – М.: Стройиздат, 1990. – 300 с.
157. Савицкая, Н.М. Приближенный расчет температуры мокрого термометра [Текст] / Н.М. Савицкая, А.Ю. Вальдберг, Т.В. Ларина // Промышленная и санитарная очистка газов. – 1980. – № 2. – С. 6.
158. Сазонов, Э.В. Вентиляция общественных зданий. [Текст]: учеб. пособие / Э.В. Сазонов. – Воронеж: Изд-во ВГУ, 1991. – 188 с.
159. Салем, Р.Р. Теория двойного слоя [Текст]: моногр. / Р.Р. Салем. – М.: Физматлит, 2003. – 104 с.
160. Сандалевский, А. Гидравлические контуры градирен [Текст] / А. Сандалевский / АВОК. – 1999. – № 5. – С. 46–52.
161. Сборник задач по расчету систем кондиционирования микроклимата здания [Текст]: учеб. пособие / под общ. ред. Э.В. Сазонова. – Воронеж: Изд-во ВГУ, 1988. – 294 с.
162. Серпионова, Е.Н. Промышленная адсорбция газов и паров [Текст]: учеб. пособие. / Е.Н. Серпионова. – М.: Высшая школа, 1969. – 208 с.
163. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика [Текст]: моногр. / В.А. Ананьев [и др.]. – М.: Евроклимат, 2003. – 416 с.
164. СНиП 41-01-2003\*. Отопление, вентиляция и кондиционирование – М.: Госстрой России, 2004. – 54 с.
165. СНиП 23.01.99. Строительная климатология / Госстрой России. – М.: ГУП ЦПП, 2000.
166. Соколов, Е.Я. Струйные аппараты [Текст]: моногр. / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. – 3-е изд. перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
167. Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции / Теория, техника и проектирование на рубеже столетий [Текст]: моногр: в 2 т., т.1. /, А.Г. Сотников. – СПб.: АТ-PUBLICHING, 2005. – 504 с.
168. Способ охлаждения воздушного потока [Текст]: пат. 2243451 Рос. Федерация: МПК F24F 3/14 / А.Г. Аверкин; заявитель и патентообладатель Пензен. гос. ун-т архит. и строит. – № 2002104376; заявл. 18.02.02; опубл. 27.12.2004, Бюл. № 36.

169. Способ утилизации теплоты газового (воздушного) потока [Текст]: пат. 2138742 Рос. Федерация: МПК 6F24F 12/00 / А.Г. Аверкин, А.И. Еремкин, С.И. Мишанин; заявитель и патентообладатель Пензен. гос. ун-т архит. и строит. – № 97115330; заявл. 09.09.97; опубл.27.09.1999, Бюл. № 27.
170. Способ утилизации теплоты газового (воздушного) потока [Текст]: пат. 2300056 Рос. Федерация: МПК F24F 3/14 / Аверкин А.Г.; заявитель и патентообладатель Пензен. гос. ун-т архит. и строит. – № 2005104727; заявл. 21.02.05; опубл.10.05.2007, Бюл. № 15.
171. Справочник по пыле- и золоулавливанию [Текст]: справ. пособие / под общ. ред. А.А. Русанова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 312 с.
172. Справочник по теплообменникам в двух томах [Текст]: справ. пособие: пер. с англ. / под ред. Ф.Г. Мартыненко, А.А. Михалевича, В.К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 352 с.
173. Стефанов, Е.В. Вентиляция и кондиционирование воздуха [Текст]: моногр. / Е.В. Стефанов. – СПб.: АВОК-Северо-Запад, 2005. – 400 с.
174. Стефанов, Е.В. Об одной особенности процессов тепло- и массообмена в форсуночных камерах. Труды III Всесоюзного совещания по кондиционированию воздуха. – М.: Стройиздат, 1965.
175. Сушилка для рук и волос [Текст]: пат. 2233777 Рос. Федерация: МПК 6 F24F 3/14 / А.Г. Аверкин, Ю.А. Аверкин; заявитель и патентообладатель А.Г. Аверкин. №2010108898/12; заявл. 09.03.2010; опубл.20.11.2011, Бюл. № 32.
176. Счетное устройство [Текст]: пат. 109596 Рос. Федерация: МПК G07C 3/10 / А.Г. Аверкин, А.И. Еремкин, С.И. Мишанин, Е.А. Савицкий, И.Ю. Тренин; заявитель и патентообладатель Пензен. гос. ун-т архит. и строит. – № 2010143005/08; заявл. 20.10.2010; опубл.20.10.2011, Бюл. № 29.
177. Сыщиков, В.И. Сорбционные осушители воздуха [Текст]: моногр. / В.И. Сыщиков. – М.: Стройиздат, 1969. – 90 с.
178. Табунщиков, Ю.А. Энергоэффективные здания [Текст]: моногр. / Ю.А. Табунщиков, М.М. Бродач, Н.В. Шилкин. – М.: АВОК-ПРЕСС, 2003. – 200 с.
179. Талиев, В.Н. Аэродинамика вентиляции [Текст]: учеб. пособие / В.Н. Талиев. – М.: Стройиздат, 1979. – 295 с.
180. Тарабанов М.Г. Влажный воздух [Текст]: справ. пособие / М.Г. Тарабанов, В.Д. Коркин, В.Ф. Сергеев. – М.: АВОК-ПРЕСС, 2004 – 46 с.
181. Тарабанов, М.Г. Тепло- и массоперенос в камерах орошения кондиционеров с форсунками распыления [Текст]: учеб. пособие / М.Г. Тарабанов, Ю.В. Видин, Г.И. Бойков. – Красноярск: Изд-во КПИ, 1974. – 211 с.

182. Тарабанов, М.Г. Увлажнение воздуха в системах вентиляции и кондиционирования [Текст] / М.Г. Тарабанов // Инженерные системы. – АВОК – Северо-Запад. – 2009. – №4 (43). – С. 50–55.

183. Таубе, П.Р. Химия и микробиология воды [Текст]: учеб. пособие / П.Р. Таубе, А.Г. Баранова. – М.: Высшая школа, 1983. – 280 с.

184. Тимофеев, Д.П. Кинетика адсорбции [Текст]: моногр. / Д.П. Тимофеев. – М.: Изд-во АН СССР, 1962. – 252 с.

185. Усиков, С.В. Электрметрия жидкостей [Текст]: моногр. / – М.:Химия, 1974. – 143 с.

186. Устройство для тепловлажностной обработки воздуха [Текст]: пат. 2236647 Рос. Федерация: МПК F24F 3/14 / А.Г. Аверкин, А.И. Еремкин, В.А. Леонтьев; заявитель и патентообладатель Пензен. гос. архит.-строит.акад. – №2001120214; заявл. 18.07.01; опубл.10.04.03, Бюл. № 10.

187. Устройство для тепловлажностной обработки воздуха [Текст]: пат. 2270958 Рос. Федерация: МПК F24F 3/14 6/02 / А.Г. Аверкин, А.И. Еремкин, Т.И. Королева, С.А. Корсун, А.В. Хлыстов; заявитель и патентообладатель Пензен. гос. ун-т архит. и строит. – № 2003108202; заявл. 24.03.03; опубл. 27.02.06, Бюл. № 6.

188. Устройство для охлаждения воды [Текст]: пат. № 2274813 Рос. Федерация: МПК F28C 1/00 / А.Г. Аверкин, А.И. Еремкин, К.В. Миронов., О.В. Родионов; заявитель и патентообладатель Пензен. гос. ун-т архит. и строит. – № 2004115007; заявл. 17.05.04; опубл.20.04.06, Бюл. № 11.

189. Устройство для тепловлажностной обработки воздуха [Текст]: пат. 2294490 Рос. Федерация: МПК F24F 6/12 / А.Г. Аверкин, А.И. Еремкин, К.А. Галкин, А.А. Князев; заявитель и патентообладатель Пензен. гос. ун-т архит. и строит. – № 2005116387; заявл. 30.05.05; опубл. 27.02.07, Бюл. № 6.

190. Устройство для тепловлажностной обработки воздуха и способ его монтажа [Текст]: пат. 2292518 Рос. Федерация: МПК F24F 3/147 3/153 13/32 / А.Г. Аверкин; заявитель и патентообладатель А.Г. Аверкин. – № 2005104208; заявл. 16.02.05; опубл. 27.01.07, Бюл. № 3.

191. Устройство для вытяжки загрязненного воздуха из помещений [Текст]: пат. 2410608 Рос. Федерация: МПК F24F 7/02 / А.Г. Аверкин, А.И. Еремкин, М.А. Иванкин, К.В. Миронов; заявитель и патентообладатель Пензен. гос. ун-т архит. и строит – № 2008122123/06; заявл. 02.06.08; опубл. 10.12.09, Бюл. № 34.

192. Участкин, П.В. Вентиляция, кондиционирование воздуха и отопление на предприятиях легкой промышленности [Текст]: учеб.пособие / П.В. Участкин. – М.: Легкая индустрия, 1980. – 344 с.

193. Участкин, П.В. Теоретические и экспериментальные исследования процессов кондиционирования воздуха [Текст]: / автореф. дис. ... д-ра. тех. наук / П.В. Участкин. – Ленинград, 1967. – 24 с.

194. Федоров, В.В. Теория оптимального эксперимента [Текст]: моногр. / В.В. Федоров. – М.: Гл. ред. физ.мат.лит-ры изд-ва «Наука», 1971. – 312 с.
195. Электрохимическая кинетика [Текст]: моногр / К. Феттер; под ред. В.И. Щеголевой. – М.: Химия, 1987. – 856 с.
196. Флореа, О. Расчеты по процессам и аппаратам химической технологии [Текст]: моногр. / О. Флореа, О. Смигельский. – М.: Химия, 1971. – 450.с.
197. Фокин, В.М. Основы энергосбережения в вопросах теплообмена [Текст]: моногр / В.М. Фокин, Г.И. Бойков, Ю.В. Видин. – М.: Изд-во Машиностроение-1, 2005. – 198 с.
198. Форсунка для распыления жидкости в газовой среде [Текст]: пат. 2135892 Рос. Федерация: МПК 6F23D 11/24 / А.Г. Аверкин, Е.А. Панов, С.В. Федин, Н.А. Орлова; заявитель и патентообладатель Пензен. гос. архит.- строит. акад. –№ 97115527; заявл. 09.09.97; опубл.27.08.99, Бюл. № 24.
199. Франк-Каменецкий. Диффузия и теплопередача в химической кинетике [Текст]: моногр. / Франк-Каменецкий. – М.: Наука, 1987. – 492 с.
200. Фридрихсберг, Д.А. Курс коллоидной химии [Текст]: учеб. для вузов / Д.А. Фридрихсберг. – Л.: Химия, 1984. – 386 с.
201. Френкель, Я.И. Кинетическая теория жидкостей [Текст]: моногр. / Я.И. Френкель. – Л.: Наука, 1975. – 592 с.
202. Фукс, Н. А. Механика аэрозолей [Текст]: моногр. / Н.А. Фукс. – М.: Изд-во АН СССР, 1955. – 352 с.
203. Фукс, Н.А. Современные методы исследования аэрозолей [Текст] / Н.А.Фукс // Журнал ВХО им. Д.И. Менделеева. –1975. –№ 1. – С. 71–77.
204. Хавкин, Ю.И. Центробежные форсунки [Текст]: моногр. / Ю.И. Хавкин. – Л.: «Машиностроение», 1976. – 168 с.
205. Хинт, И. УДА-технология. Проблемы и перспективы [Текст]: моногр. / И. Хинт. – М.: Изд-во АН СССР, 1981. – 36 с.
206. Чичиндаев, А.В. Оптимизация компактных пластинчато-ребристых теплообменников [Текст]: учеб. пособие / А.В. Чичиндаев. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2003. – 399 с.
207. Шепелев, И.А. О тепловом расчете пленочных градирен [Текст] / И.А. Шепелев // Холодильная техника. – 1979. – № 1. С. 33–34.
208. Шлегель, Г. Общая микробиология. [Текст]: моногр.: пер. с нем. / Г. Шлегель. – М.: Мир, 1987. – 567 с.
209. Шлихтинг, Г. Теория пограничного слоя. [Текст]: моногр.: пер. с нем. / Г. Шлихтинг. – М.: Наука, 1974. – 396 с.
210. Шорин, С.И. Теплопередача [Текст]: учеб. пособие / С.И. Шорин. – М.: Высшая школа, 1964. – 490 с.

211. Шумяцкий, Ю.И. Адсорбционные процессы [Текст]: учеб. пособие / Ю.И. Шумяцкий. – М.: РХТУ, 2005. – 164 с.

212. Цимерман, А.Б. Термодинамические основы косвенно – испарительного охлаждения воздуха [Текст] / А.Б. Цимерман // ОВВК (Отопление, Водоснабжение, Вентиляция, Кондиционеры). – 2006. – №1. – С. 25–28.

213. Эккерт, Э.Р. Теория тепло- и массообмена [Текст]: моногр / Э.Р. Эккерт, Р.М. Дрейк. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1961. – 667 с.

214. Экономика энергосбережения в системах отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха [Текст]: учеб. пособие / А.И. Еремкин [и др.]. – М.: Изд-во АСВ, 2008. – 184 с.

215. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха [Текст]: справ. пособие / Л.Д. Богуславский [и др.]; под ред. Богуславского Л.Д. и В.И. Ливчака. – М.: Стройиздат, 1990. – 624 с.

216. Энергосбережение и повышение энергетической эффективности на период до 2020 года [Текст]: Распоряжение Правительства РФ от 27 декабря 2010 г. № 2446-р.

217. Эстеркин, Р.И. Теплотехнические измерения [Текст]: моногр. / Р.И. Эстеркин [и др.]. – Л.: Недра, 1981. – 190 с.

218. Языков, В.Н. Теоретические основы проектирования судовых систем кондиционирования воздуха [Текст]: моногр. / В.Н. Языков. – М.: Судостроение, 1967. – 212 с.

219. Bogoslovsky, V.N., Gvozdkov, A.N. New improvement possibilities in HVAC system contacting (air-water) units. Proceeding HB'94, Budapest, Vol. 1, p.381-384.

220. Lewis, W.K. The Evaporation of a Liquid into a Gas. ASME Transaction, 1925.

221. Lewis, W.K./The evaporation of a Liquid into a Gas correction. ASME, Vol. 55, 1933, N.9 p. 567 – 568.

222. Merkel, F. Verdunstungs-Kuhlung. Forschungsarbeiten, aus dem Gebiete des Ingenieur. Wesens. Heft 275, 1925, V.D.I., s.48.

223. Rasch, R. Theorie und Praxis der Luftwascher in der Luftungstechnik. Klimatechnik, 1970, B. 12, N 9, s. 12-31.

224. Schubert, M., Viehweg H. Spruhturmtechnik. Veb Deutscher Verlag fur Grundstoffindustrie-Leipzig, 1969, p. 120.

225. Wittorf, H. Wärme-und stoffaustausch im luftwascher-moglichkeiten der berechnung. Kaltetechnik-Klimatisierung, Band 22, Heft 5, 1970. s. 153-161.

# ПРИЛОЖЕНИЯ

## Приложение 1

### Конструктивный расчет осушителя кондиционера

В соответствии с методикой, приведенной в разд. 2.3, осуществим расчет осушителя кондиционера с применением следующих исходных данных:

- производительность кондиционера  $L = 500 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,
- параметры наружного воздуха – ( $t_n = 26,4 \text{ °C}$ ,  $I_n = 52 \text{ кДж/кг}$ ),
- параметры внутреннего воздуха – ( $t_b = 20 \text{ °C}$ ,  $\varphi = 50 \%$ ),
- тепловлажностное отношение  $\varepsilon = 5000 \text{ кДж/кг}$ ,
- температура приточного воздуха  $t_n = 17 \text{ °C}$ ,
- адсорбент – гранулированный силикагель ( $d_s = 0,004 \text{ м}$ ),
- скорость воздуха в фасадном сечении осушителя –  $0,5 \text{ м/с}$ .

Схема обработки воздуха на модифицированной  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха приведена на рис. 1П.

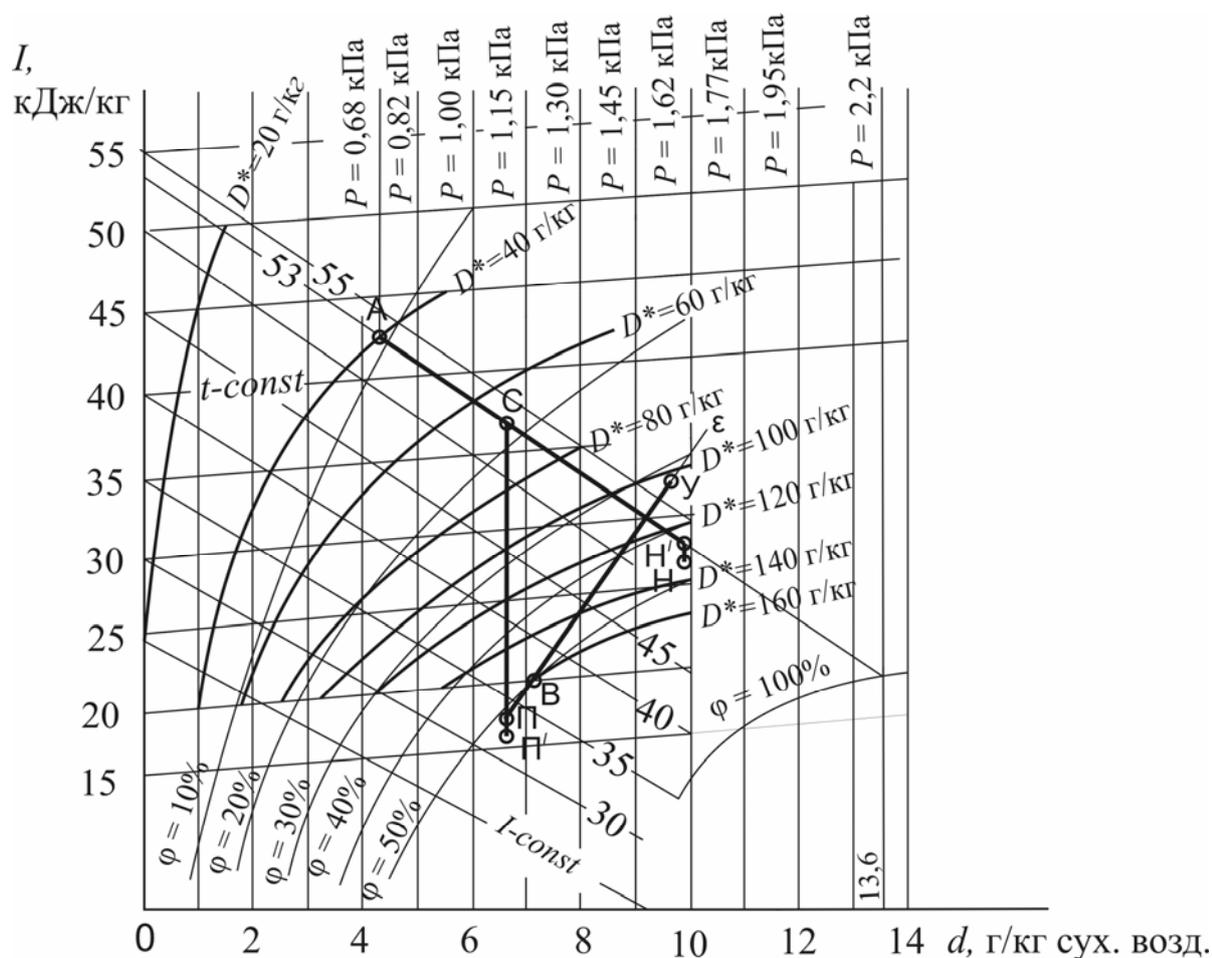


Рис. 1П. Схема обработки воздушного потока в кондиционере с твердым сорбентом в теплый период года

Площадь сектора осушителя определим по формуле (2.28):

$$S_{\text{ос}} = \frac{G}{3600 \cdot \rho \cdot v} = \frac{L}{3600 \cdot 0,5} = \frac{500}{3600 \cdot 0,5} = 0,278 \text{ м}^2.$$

Площадь сектора регенерации составляет 12,5 % от общей фронтальной площади кондиционера (разд. 5.3), что равно

$$S_{\text{рег}} = \frac{0,278 \cdot 0,125}{0,875} = 0,040 \text{ м}^2.$$

Общая площадь осушителя (фронтальной поверхности) равна

$$S_{\text{общ}} = 0,278 + 0,040 = 0,318 \text{ м}^2.$$

Внутренний диаметр корпуса осушителя определим по формуле (2.28):

$$D = \sqrt{\frac{S_{\text{общ}}}{0,785}} = \sqrt{\frac{0,318}{0,785}} = 0,640 \text{ м}.$$

Для осушителя, работающего по схеме с рециркуляцией воздушных потоков, расход наружного воздуха составит (рис. 1П)

$$G_{\text{ос}} = G \frac{d_{\text{Н}} - d_{\text{С}}}{d_{\text{Н}} - d_{\text{А}}} = L\rho \frac{d_{\text{Н}} - d_{\text{С}}}{d_{\text{Н}} - d_{\text{А}}} = 500 \cdot 1,15 \cdot \frac{9,9 - 6,7}{9,9 - 4,3} = 328,6 \text{ кг/ч},$$

где  $d_{\text{Н}}$ ,  $d_{\text{С}}$ ,  $d_{\text{А}}$  – влагосодержание воздуха в базовых точках Н, С, А, г/кг сух. возд. (рис. 1П),

$\rho$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>, при средней температуре процесса

$$t_{\text{ср}} = \frac{27,4 + 42,5}{2} = 34,8 \text{ } ^\circ\text{С};$$

$$\rho = \frac{353}{34,8 + 273} = 1,15 \text{ кг/м}^3.$$

Расход рециркуляционного воздуха равен

$$G_{\text{рец}} = 500 \cdot 1,15 - 328 = 247 \text{ кг/ч}.$$

Построение равновесной линии процесса сорбции водяных паров и рабочей линии представлено на рис. 2П.

Данные построения выполнены на основе численных значений параметров базовых точек, приведенных на рис. 1П.

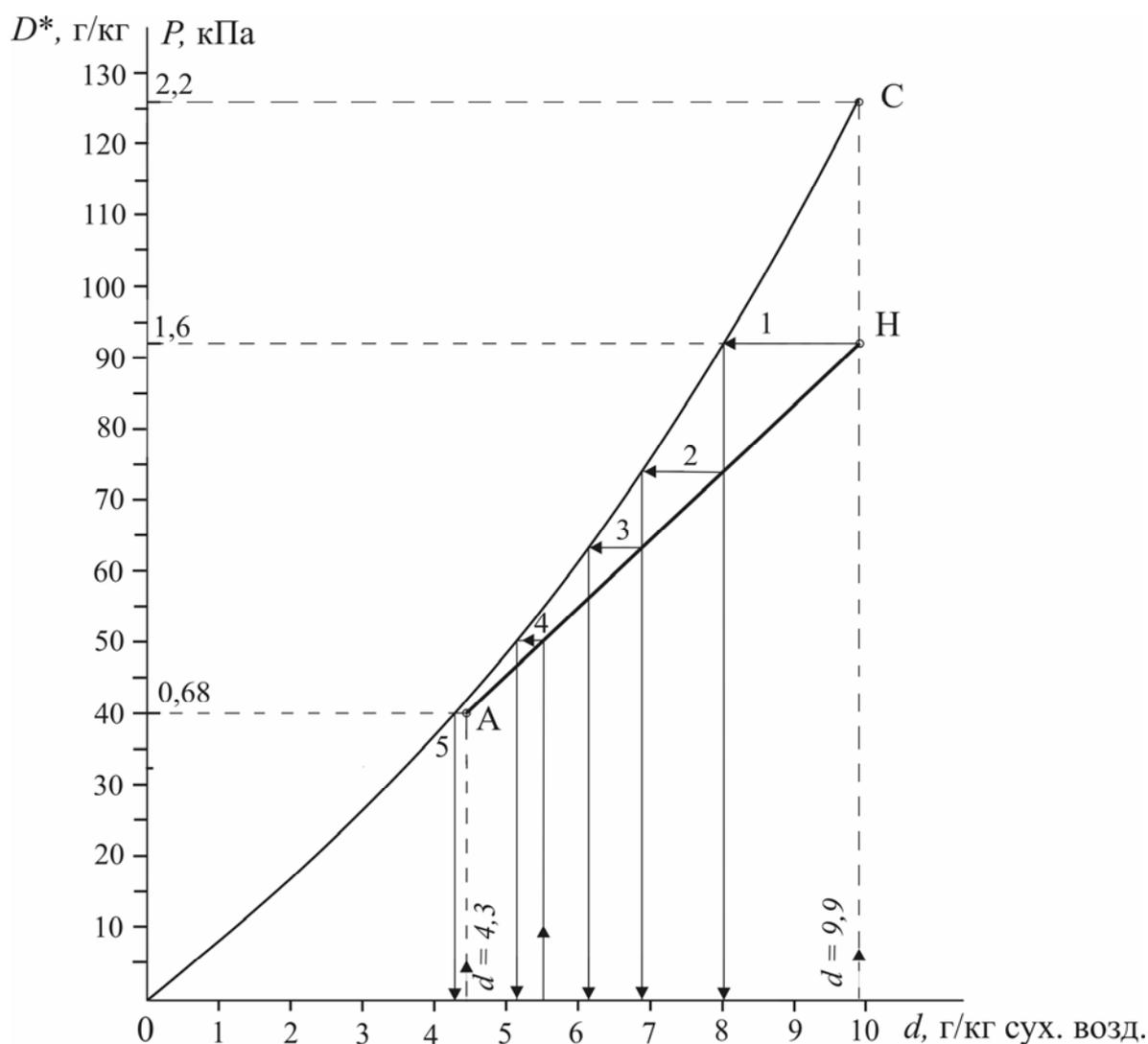


Рис. 2П. Равновесная линия процесса сорбции водяных паров силикагелем – ОС и рабочая линия – НА

На рис. 2П приведена процедура определения равновесных влагосодержаний воздуха для его рабочих (текущих) влагосодержаний. Результаты определения данных величин представлены в табл. 1П.

Т а б л и ц а 1П

Численные значения рабочих и равновесных концентраций воздуха при его осушении силикагелем марки КСМ

Номер точки на рис. 2П	Рабочее влагосодержание воздуха – $d$ , г/кг сух. возд	Равновесное влагосодержание воздуха – $d^*$ , г/кг сух. возд.	$1/(d - d^*)$
1	9,9	8,0	0,52
2	8,0	6,9	0,91
3	6,9	6,1	1,25
4	Е,е	5,1	2,5
5	4,3	4,2	10

На основе данных табл. 1П строится графическая зависимость  $1/(d - d^*) = f(d)$ , она представлена на рис. 3П.

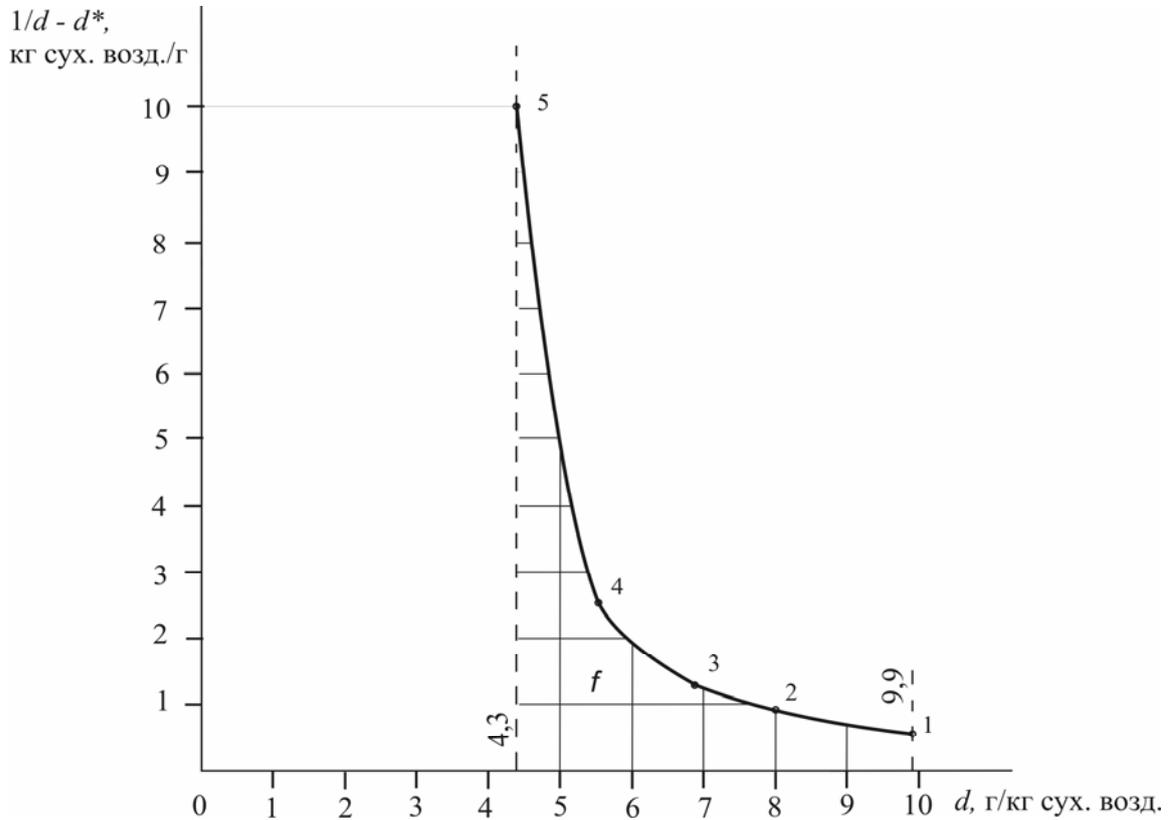


Рис. 3П. Зависимость  $1/(d - d^*) = f(d)$

Определяется число единиц переноса по формуле (2.26):

$$n = fM_1M_2 = 7,14 \cdot 1 \cdot 1 = 7,14,$$

где  $7,14 \text{ см}^2$  – площадь криволинейной трапеции (рис. 3П).

Для расчета высоты единицы переноса по формуле (2.27) определим численные значения критериев подобия.

Критерий Рейнольдса и диффузионный критерий Прандтля соответственно равны (формулы (2.33), (2.34)):

$$\text{Re} = \frac{vd_p\rho}{\varepsilon\mu} = \frac{0,5 \cdot 4 \cdot 10^{-3} \cdot 1,15}{0,4 \cdot 19 \cdot 10^{-6}} = 302,63;$$

$$\text{Pr}' = \frac{\mu}{\rho D} = \frac{19 \cdot 10^{-6}}{1,15 \cdot 26,2 \cdot 10^{-6}} = 0,63,$$

где  $26,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$  – коэффициент диффузии водяных паров в воздухе при температуре  $34,8 \text{ °C}$  [136].

Диффузионный критерий Нуссельта равен (формула (2.33)):

$$\text{Nu}' = 0,395\text{Re}^{0,64} \text{Pr}^{0,33} = 0,395(302,63)^{0,64} (0,63)^{0,33} = 13,13.$$

Объемный коэффициент массоотдачи равен (формула (2.29)):

$$\beta = \frac{\text{Nu}'D}{d_3^2} = \frac{13,13 \cdot 26,2 \cdot 10^{-6}}{(4 \cdot 10^{-3})^2} = 21,5 \text{ с}^{-1}.$$

Высота единицы переноса составит (формула (2.29)):

$$h = \frac{G\rho}{3600F\beta} = \frac{L\rho}{3600F\beta} = \frac{500 \cdot 1,15}{3600 \cdot 0,212 \cdot 21,5} = 0,035 \text{ м}.$$

Толщина слоя сорбента (силикагеля) равна (формула (2.23)):

$$H = nh = 7,14 \cdot 0,035 = 0,25 \text{ м}$$

Аэродинамическое сопротивление слоя силикагеля по формуле (2.35) составит

$$\begin{aligned} \Delta P_c = & (150 \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3 d_3^2} \mu v + 1,75 \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3 d_3} \rho v^2) H = (150 \frac{(1-0,4)^2}{0,4^3 (4 \cdot 10^{-3})^2} 19 \cdot 10^{-6} \cdot 0,5 + \\ & + 1,75 \frac{1-0,4}{0,4^3 \cdot 4 \cdot 10^{-3}} 1,15 \cdot 0,5^2) 0,25 = 420 \text{ Па}. \end{aligned}$$

Результаты приведенного конструктивного расчета свидетельствуют о вполне достижимых конструктивных размерах барабана кондиционера (диаметра, толщины слоя сорбента). Они сопоставимы с линейными размерами кондиционеров оконного типа и с кондиционерами сплит-систем [163].

**Конструктивный расчет адсорбера-теплообменника  
узла утилизации теплоты удаляемого воздуха из помещений  
на основе твердых сорбентов**

Расчет произведем для следующих исходных данных:

- расход удаляемого воздуха из помещения равен  $10000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;
- параметры удаляемого воздуха: температура  $t_y = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ , энтальпия  $I_y = 42 \text{ кДж/кг}$ , влагосодержание  $d_y = 8,7 \text{ г/кг}$  сух. возд., относительная влажность  $\varphi_y = 60 \%$ , парциальное давление водяных паров  $P_{\text{п}} = 1,42 \text{ Па}$ ;
- сорбент – гранулированный силикагель марки КСМ.

В соответствии с разработанным способом утилизации теплоты удаляемого воздуха на основе твердых сорбентов (рис. 4.39–4.41) приведем схему обработки воздуха на модифицированной  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха. Она представлена на рис. 4П.

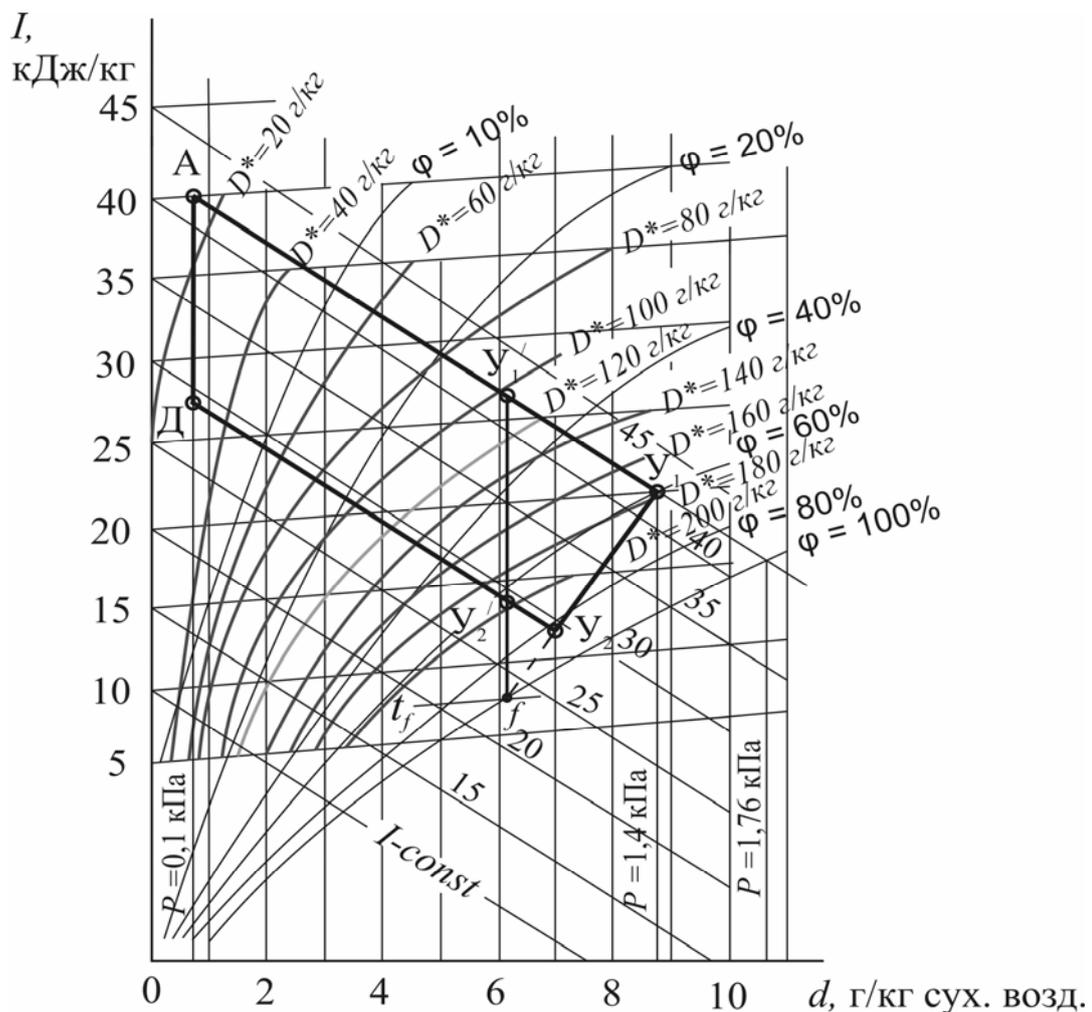


Рис. 4П. Схема обработки воздушного потока в адсорбере-утилизаторе с твердым сорбентом – силикагелем КСМ

Физический смысл отрезков на рис. 4П приведен в разд. 4.4. Схема адсорбера-воздухоохладителя приведена на рис. 4.20.

Определим площадь поперечного сечения трубного пространства адсорбера – воздухоохладителя  $S_{ад}$  по формуле (2.28):

$$S_{ад} = \frac{G}{3600 \cdot \rho \cdot v} = \frac{L}{3600 \cdot 0,5} = \frac{10000}{3600 \cdot 0,5} = 5,56 \text{ м}^2.$$

При установке двух аппаратов площадь равна

$$5,56/2 = 2,78 \text{ м}^2.$$

Количество труб для силикагеля  $n$ , расположенных в кожухе адсорбера-воздухоохладителя, составит

$$n = \frac{S_{ад}}{0,785 \cdot d_{тр}} = \frac{2,78}{0,785 \cdot 97 \cdot 10^{-3}} = 37 \text{ шт.},$$

где  $d_{тр}$  – внутренний диаметр отдельной трубы. Трубы используем размером (100×1,5) мм.

Определим число шестиугольников –  $a$ , по сторонам которых располагаются трубы с силикагелем [144]:

$$3a^2 + 3a + 1 = 37;$$

$$a = 3.$$

Определим внутренний диаметр кожуха адсорбера – воздухоохладителя  $D_{к}$ , м

$$D_{к} = (b - 1)t + 4d_{н},$$

где  $b$  – число труб по диагонали шестиугольника;

$t$  – шаг установки труб;

$d_{н}$  – наружный диаметр труб, м;

$b = 2a - 1 = 2 \cdot 3 - 1 = 5$  шт.;

$t = 1,3d_{н} = 1,3 \cdot 100 \cdot 10^{-3} = 0,13$  м;

$D_{к} = (5 - 1) \cdot 0,13 + 4 \cdot 100 \cdot 10^{-3} = 0,92$  м.

Определим высоту труб (высоту слоя силикагеля) –  $H_{тр}$ , применяя методику, изложенную в разд. 2.4.

Построение равновесной линии процесса сорбции водяных паров и рабочей линии представлено на рис. 5П.

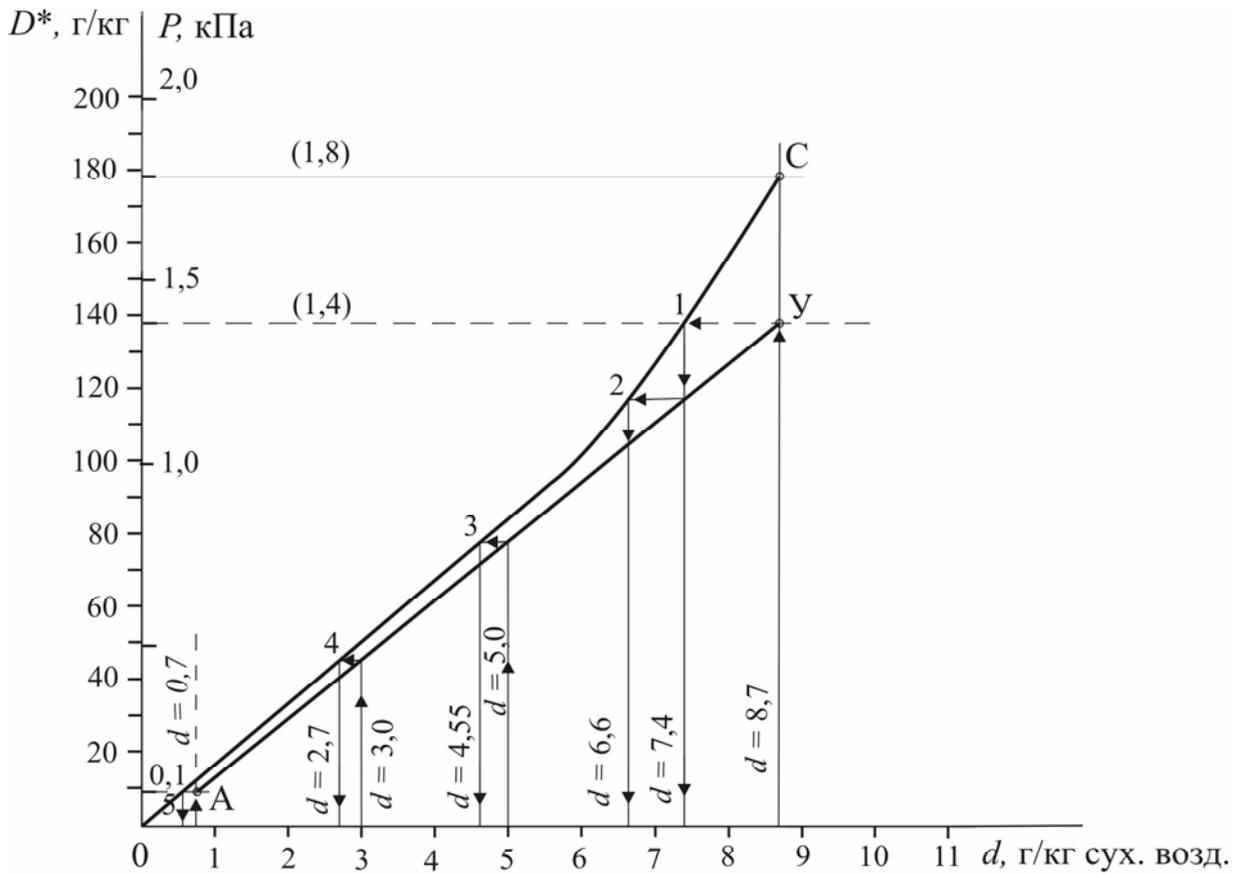


Рис. 5П. Равновесная линия ОС и рабочая линия УА процесса утилизации теплоты удаляемого воздуха

Данные построения выполнены на основе численных значений параметров базовых точек, приведенных на рис. 4П.

На рис. 5П также приведена процедура определения равновесных влагосодержаний воздуха для его рабочих (текущих) влагосодержаний. Результаты определения данных величин представлены в табл. 2П.

Т а б л и ц а 2П

Численные значения рабочих и равновесных влагосодержаний воздуха при его осушении силикагелем марки КСМ в адсорбере-теплообменнике

Номер точки на рис. 5П	Рабочее влагосодержание воздуха – $d$ , г/кг сух. возд	Равновесное влагосодержание воздуха – $d^*$ , г/кг сух. возд.	$1/(d - d^*)$
1	8,7	7,4	0,8
2	7,4	6,6	1,2
3	5,0	4,55	2,2
4	3,0	2,7	3,3
5	0,7	0,5	5,0

На основе данных табл. 2П построена графическая зависимость  $1/(d - d^*) = f(d)$ , она представлена на рис. 6П.

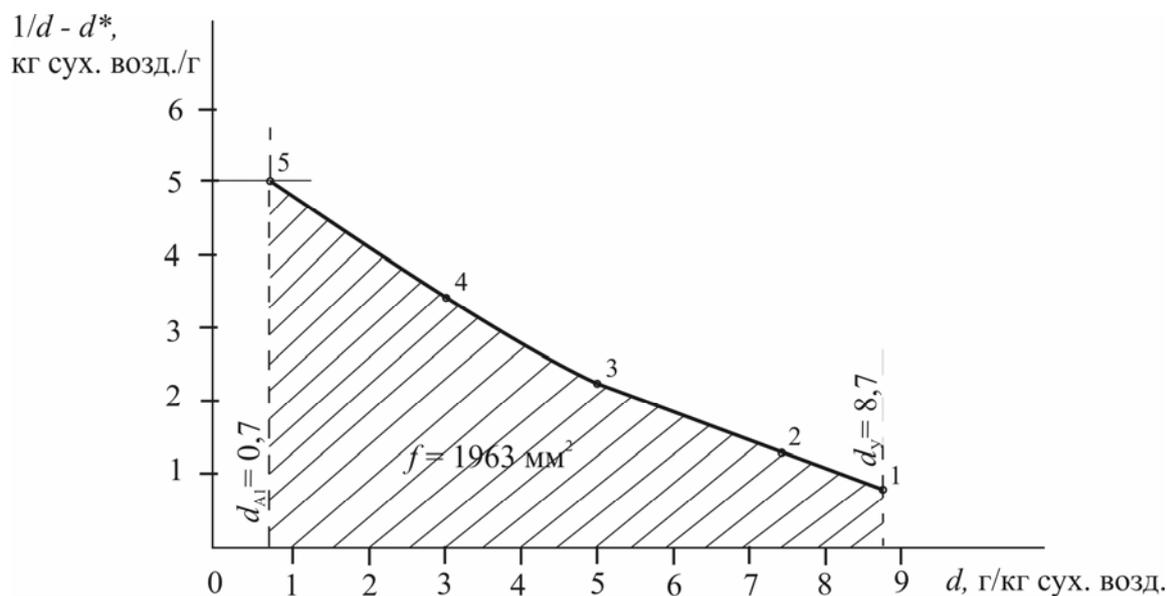


Рис. 6П. Зависимость  $1/(d - d^*) = f(d)$

Определяется число единиц переноса по формуле (2.26):

$$n = fM_1M_2 = 1963 \cdot 0,1 \cdot 0,1 = 19,63,$$

где  $1963 \text{ мм}^2$  – площадь криволинейной трапеции (рис. 6П).

Для расчета высоты единицы переноса по формуле (2.27) определим численные значения критериев подобия.

Расчет физических параметров воздуха осуществим при средней температуре процесса (рис. 4П).

$$t_{\text{ср}} = \frac{20 + 40}{2} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Критерий Рейнольдса и диффузионный критерий Прандтля соответственно равны (формулы (2.30), (2.34)):

$$\text{Re} = \frac{vd_3\rho}{\varepsilon\mu} = \frac{0,5 \cdot 4 \cdot 10^{-3} \cdot 1,17}{0,4 \cdot 19 \cdot 10^{-6}} = 307,89;$$

$$\text{Pr}' = \frac{\mu}{\rho D} = \frac{19 \cdot 10^{-6}}{1,17 \cdot 28,23 \cdot 10^{-6}} = 0,575,$$

где  $\rho = 1,17 \text{ кг/м}^3$  – плотность воздуха;

$\mu = 19 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$  – коэффициент динамической вязкости воздуха;

$D = 28,23 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  – коэффициент диффузии водяных паров в воздухе при  $30 \text{ } ^\circ\text{C}$  [136].

Диффузионный критерий Нуссельта равен (формула (2.33)):

$$\text{Nu}' = 0,395\text{Re}^{0,64} \text{Pr}^{0,33} = 0,395(307,89)^{0,64} (0,575)^{0,33} = 12,88.$$

Объемный коэффициент массоотдачи равен (формула (2,29)):

$$\beta = \frac{\text{Nu}'D}{d_3^2} = \frac{12,88 \cdot 28,23 \cdot 10^{-6}}{(4 \cdot 10^{-3})^2} = 22,72 \text{ с}^{-1}.$$

Высота единицы переноса составит (формула (2.27)):

$$h = \frac{G}{3600 \cdot S_{\text{ад}} \cdot \beta} = \frac{L\rho}{3600 \cdot S_{\text{ад}} \cdot \beta} = \frac{10000 \cdot 1,17}{3600 \cdot 2,78 \cdot 22,72} = 0,051 \text{ м}.$$

Высота слоя сорбента (трубок теплообменника) равна (формула (2.23)):

$$H = nh = 7,14 \cdot 0,035 = 1,0 \text{ м}.$$

Аэродинамическое сопротивление слоя силикагеля по формуле (2.35) составит:

$$\begin{aligned} \Delta P_c = & (150 \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3 d_3^2} \mu v + 1,75 \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3 d_3} \rho v^2) H = (150 \frac{(1-0,4)^2}{0,4^3 (4 \cdot 10^{-3})^2} 19 \cdot 10^{-6} \cdot 0,5 + \\ & + 1,75 \frac{1-0,4}{0,4^3 \cdot 4 \cdot 10^{-3}} 1,17 \cdot 0,5^2) 1 = 1700,7 \text{ Па}. \end{aligned}$$

Продолжительность адсорбции водяных паров удаляемого воздуха равна (формуле (2.36)):

$$\begin{aligned} \sqrt{\tau} = & \sqrt{\frac{d^*}{vd_y}} \sqrt{H} - b \sqrt{\frac{d^*}{\beta d_y}} = \sqrt{\frac{179 \cdot 10^{-3} \cdot 700}{0,5 \cdot 8,7 \cdot 10^{-3}}} \sqrt{1} - 0,97 \sqrt{\frac{179 \cdot 10^{-3} \cdot 700}{22,72 \cdot 8,7 \cdot 10^{-3}}} = \\ & = 145,29 \text{ с}. \end{aligned}$$

$$\tau = 21111 \text{ с (5,7 ч)}.$$

Таким образом, на основе приведенного расчета получены следующие технологические и конструктивные параметры оборудования для утилизации теплоты удаляемого воздуха ( $L = 10000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ) с применением силикагеля марки КСМ:

– количество адсорберов-теплообменников – 4 шт. (два аппарата работают в режиме адсорбции водяных паров, два – в режиме десорбции);

– габаритные размеры адсорбера-теплообменника:

диаметр кожуха равен 0,92 м, высота – 1,1 м (в т.ч. высота трубок – 0,92 м);

– аэродинамическое сопротивление адсорбера-теплообменника составляет 1700 Па;

– продолжительность работы аппарата в режиме адсорбции (до переключения на стадию регенерации) равна 5,7 часов.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ .....	3
ВВЕДЕНИЕ .....	4
ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ: .....	5
1. АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР УСТРОЙСТВ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА.....	8
1.1. Способы тепловлажностной обработки воздуха в системах вентиляции и кондиционирования.....	8
1.2. Контактные аппараты для обработки воздуха водой .....	15
1.3. Физико-математические модели тепломассопереноса в аппаратах контактного типа.....	25
1.4. Оценка эффективности работы контактных устройств для теповлажностной обработки воздуха .....	29
1.5. Физико-математические модели тепломассопереноса в поверхностных теплообменниках систем кондиционирования воздуха и методы их расчета .....	33
1.6. Существующие способы и оборудование для утилизации низкопотенциальной теплоты удаляемого воздуха .....	41
1.7. Оценка эффективности работы утилизаторов теплоты удаляемого воздуха.....	56
2. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ РАСЧЕТА УСТРОЙСТВ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА.....	59
2.1. Разработка инженерной методики расчета температуры воздуха по мокрому термометру .....	59
2.2. Разработка методики расчета контактных устройств при обработке воздуха водой на основе числа единиц переноса ...	65
2.3. Методика косвенной оценки определяющего линейного размера капель распыляемой воды (эффективного диаметра) механическими форсунками в потоке воздуха.....	73
2.4. Разработка методики расчета осушителей воздуха на основе твердых сорбентов .....	75
2.5. Разработка программного продукта для расчета теповлажностной обработки воздуха .....	82
3. РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНЫХ ПРОЦЕССОВ И ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА ВОДОЙ.....	86
3.1. Разработка универсального лабораторного стенда для экспериментальных исследований процессов теповлажностной обработки воздуха .....	86
3.2. Разработка и исследование эффективных распылителей воды в воздушных потоках .....	91

3.3. Разработка и исследование контактных устройств тепловлажностной обработки воздуха на основе энергосберегающей технологии.....	103
3.4. Разработка и исследование способа глубокого охлаждения воздуха водой.....	112
3.5. Разработка и исследование эффективного оборудования для оборотного водоснабжения в системах кондиционирования .....	117
<b>4. РАЗРАБОТКА ПРОЦЕССОВ И ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА В СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ НА ОСНОВЕ ТВЕРДЫХ СОРБЕНТОВ.</b>	<b>131</b>
4.1. Исследование адсорбционных процессов для осушения воздуха	131
4.2. Теоретическое исследование процессов теплообмена в осушителе воздуха на твердом сорбенте.....	140
4.3. Разработка и исследование работы кондиционера круглогодичного действия на основе адсорбционного осушения и многоступенчатого косвенно-испарительного охлаждения воздуха .....	157
4.4. Разработка процессов и оборудования для утилизации теплоты удаляемого воздуха из помещений.....	164
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ</b> .....	<b>174</b>
<b>БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК</b> .....	<b>175</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЯ</b> .....	<b>192</b>

Научное издание

Аверкин Александр Григорьевич

Еремкин Александр Иванович

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ УСТРОЙСТВ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОЙ  
ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА И МЕТОДОВ РАСЧЕТА КЛИМАТЕХНИКИ

Монография

В авторской редакции

Верстка Т.А. Лильп

---

Подписано в печать 10.02.15. Формат 60×84/16.

Бумага офисная «Снегурочка». Печать на ризографе.

Усл.печ.л. 11,86. Уч.-изд.л. 12,75. Тираж 500 экз. 1-й завод 100 экз.

Заказ № 62.

---

Издательство ПГУАС.  
440028, г. Пенза, ул. Германа Титова, 28.