

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет»
(ННГАСУ)

Кафедра отопления и вентиляции

Тепло- и массообмен в установках кондиционирования воздуха

Методические указания
к курсовому проектированию
по курсу лекций «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение зданий»
для студентов направления подготовки 270800.92 Строительство профиль
Теплогазоснабжение и вентиляция

Нижегород
ННГАСУ
2013

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет»
(ННГАСУ)

Кафедра отопления и вентиляции

Тепломассообмен в установках кондиционирования воздуха

Методические указания
к курсовому проектированию
по курсу лекций «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение зданий»
для студентов направления подготовки 270800.92 Строительство профиль
Теплогазоснабжение и вентиляция

Нижний Новгород
ННГАСУ
2013

УДК 628.84

Тепломассообмен в установках кондиционирования воздуха. Методические указания к курсовому проектированию по курсу лекций «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение зданий» для студентов направления подготовки 270800.92 Строительство профиль Теплогазоснабжение и вентиляция.

Нижний Новгород, издание ННГАСУ, 2013 г.

В методических указаниях приведены сведения о тепломассообмене при непосредственном контакте воздуха с водой и с охлаждающими поверхностями, сорбентами и водяным паром.

Составили: П.Т. Крамаренко
 С.С. Козлов
 И.П. Грималовская

© Федеральное Государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет» (ННГАСУ)

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОНДИЦИОНИРОВАНИИ ВОЗДУХА

Кондиционирование воздуха - создание и автоматическое поддержание в помещении заданных параметров воздушной среды по температуре, влажности, чистоте, газовому составу, давлению и скорости движения. В зависимости от назначения различают технологическое и комфортное кондиционирование.

Технологическое кондиционирование предназначено для создания воздушной среды наиболее благоприятной для ведения технологических процессов. Технологическое кондиционирование непосредственно отражается на результатах производственного процесса и быстро окупается.

Комфортное кондиционирование предназначено для создания воздушной среды в помещениях наиболее благоприятной для труда и отдыха. Установлено, что работоспособность и самочувствие человека в значительной мере определяется тепловым балансом организма. Наибольшая работоспособность сохраняется в условиях окружающей воздушной среды на уровне теплового комфорта. Применение установок кондиционирования воздуха обеспечивает тем самым повышение производительности труда, снижает утомляемость и возможность заболеваний. Поэтому применение комфортного кондиционирования в общественных и административных зданиях, особенно в климатических зонах с высокой температурой, экономически оправдано. Использование комфортного кондиционирования в жилых домах не дает прямой окупаемости, но эффект улучшения условий отдыха способствует быстрому восстановлению сил, хорошему самочувствию и сохранению здоровья трудящихся.

Исторически первоначально больше развивалось направление технологического кондиционирования. В СССР еще в 30-х годах начали применять простейшие установки для обработки воздуха на текстильных и табачных фабриках (форсуночные камеры, калориферы). В дальнейшем были соз-

даны более совершенные установки кондиционирования, но до 50-х годов они изготовлялись по индивидуальным проектам, непосредственно в условиях строительства. Это предопределяло высокую стоимость и недостаточное качество оборудования и, конечно, не могло удовлетворять возрастающих потребностей народного хозяйства в кондиционерах и требований индустриализации строительных работ.

Началом создания новой отрасли отечественного машиностроения-кондиционеростроения можно считать 1956-1957 г.г., когда в НИИ сантехники были разработаны, а на Харьковском заводе отопительно-вентиляционного оборудования освоено серийное производство секции центральных горизонтальных кондиционеров производительностью по воздуху 10, 20, 40 и 60 тысяч м³/час и местных агрегатов производительностью по воздуху от 0,5 до 3,5 тысяч м³/час.

Однако, выпускаемое оборудование не отвечало потребностям различных видов производства, что требовало расширения номенклатуры установок кондиционирования воздуха. Особенно это стало необходимым в связи с широким строительством предприятий искусственного волокна, химических предприятий и новых типов административных и общественных зданий. Поэтому в период с 1957 г. по 1968 г. в НИИ сантехники продолжалась разработка новых видов установок кондиционирования воздуха, а заводы увеличили их производство.

Системы кондиционирования воздуха гражданских, общественных и промышленных зданий становятся не только новым средством оздоровления условий труда и отдыха людей, но и неотъемлемой частью современного производства. И не случайно поэтому по степени совершенства СКВ можно с известной долей объективности судить об уровне развития новейших отраслей техники и промышленности.

Последнее десятилетие характеризуется внедрением систем кондиционирования воздуха в практику проектирования и строительства современных производств. Достаточно привести в качестве примера ВАЗ, КамАЗ, ряд предприятий химической и электронной промышленности. Все чаще оснащаются установками кондиционирования воздуха общественные здания - гостиницы, кинотеатры, музеи и т.д.

Современному уровню развития отечественных систем кондиционирования воздуха свойственны следующие особенности:

- относительно высокий уровень научных исследований, заслуживающий самого широкого одобрения;
- недостаточная степень внедрения результатов научных исследований в практику;
- ограниченность номенклатуры и недостаточные масштабы производства оборудования для СКВ;
- недостаточно высокая степень конструктивного совершенства и низкое качество оборудования, выпускаемого промышленностью для СКВ;
- слабая организация службы эксплуатации многих действующих СКВ.

Из важнейших проблем в области совершенствования систем кондиционирования воздуха в первую очередь необходимо назвать такие:

- изыскание решений, всемерно способствующих экономии энергетических затрат;
- совершенствование санитарно-гигиенических качеств СКВ и повышение их социально-экономической эффективности;
- оптимизация СКВ и режимов их работы на основе системного подхода к оценке их качества и технико-экономических показателей;
- совершенствование элементов и оборудования систем кондиционирования воздуха и расширение их выпуска.

КЛАССИФИКАЦИЯ И НАЗНАЧЕНИЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Кондиционирование воздуха обеспечивается применением специальных систем. Под термином системы кондиционирования воздуха подразумевается комплекс устройств, предназначенных для создания и автоматического поддержания в обслуживаемых помещениях заданных величин параметров воздушной среды. Указанный комплекс может включать в себя следующие шесть составных частей:

- установку кондиционирования воздуха, обеспечивающую необходимые кондиции воздушной среды по тепловлажностным качествам, чистоте, газовому составу и наличию запахов;
- средства автоматического регулирования и контроля за приготовлением воздуха нужных кондиций в УКВ, а также поддержания в обслуживаемом помещении или сооружении постоянства заданных величин параметров воздуха;
- устройства для транспортирования и распределения кондиционированного воздуха;
- устройства для транспортировки и удаления избытков внутреннего воздуха;
- устройства для глушения шума, вызываемого работой элементов СКВ;
- устройства для приготовления и транспортирования источников энергии (электрического тока, холодной и теплой сред), необходимых для работы аппаратов в СКВ. В зависимости от конкретных условий некоторые составные части СКВ могут отсутствовать.

Классификацию СКВ можно провести по следующим пяти признакам: назначению, характеру связи с обслуживаемым помещением, способу снабжения холодом, схеме обработки воздуха в УКВ и величине давления, развиваемого вентиляторами.

По назначению СКВ, как отмечалось выше, можно разделить на два вида: технологические и комфортные.

По характеру связи с обслуживаемым помещением можно подразделить СКВ на три вида: центральные, местные и центрально-местные. Центральные СКВ характеризуются расположением УКВ в удалении от обслуживаемых объектов и наличием воздуховодов значительной протяженности. Местные СКВ характеризуются расположением УКВ в самом обслуживаемом помещении или в непосредственной близости от него, при отсутствии (или наличии весьма коротких) приточных воздуховодов. Центрально-местные СКВ характеризуются как наличием УКВ в удалении от обслуживаемых объектов, так и местных УКВ, располагаемых в самих помещениях или в непосредственной близости от них.

По способу снабжения холодом можно выделить два вида СКВ: автономные и неавтономные. Автономные СКВ характеризуются наличием УКВ со встроенными источниками холода в виде холодильных машин различного типа. Неавтономные СКВ характеризуются наличием централизованных источников холодоснабжения в виде холодильных станций, от которых насосами подается холодная вода или рассол к аппаратам УКВ.

По схеме обработки воздуха можно выделить два вида СКВ: прямоточные, характеризующиеся обработкой в УКВ только наружного воздуха, и рециркуляционные - с обработкой в УКВ смеси наружного и рециркуляционного воздуха, или (в технологических системах) только одного рециркуляционного воздуха.

По величине давления P , развиваемого вентилятором, СКВ могут быть: низкого давления, когда $P < 1000$ Па, среднего давления, когда $1000 < P < 3000$ Па и высокого давления, когда $P > 3000$ Па.

Наиболее важным элементом СКВ являются установки, обеспечивающие придание воздуху заданных кондиций. Можно выделить пять классифи-

кационных признаков таких установок (УКВ): возможность обеспечения заданных кондиций, характер связи с обслуживаемым помещением, способ снабжения холодом, величина давления, развиваемого вентилятором, и конструктивное исполнение.

По возможностям обеспечения заданных кондиций УКВ можно подразделить на установки общего назначения, обеспечивающие круглогодичное придание воздуху требуемых кондиций, и установки ограниченного действия для придания нужных кондиций воздуху только в определенном сезоне климатического периода. По характеру связи с обслуживаемым помещением УКВ подразделяются на центральные и местные. Центральные установки находятся в удалении от обслуживаемых объектов и имеют соединительные приточные воздуховоды значительной длины. Местные установки располагаются в самом обслуживаемом помещении или в непосредственной близости от него при наличии весьма коротких приточных воздуховодов.

По способу снабжения холодом УКВ делятся на автономные и неавтономные.

По величине давления P , развиваемого вентилятором, УКВ делятся на установки низкого давления (полное давление вентилятора ($P < 1000$ Па), среднего давления ($P = 1000 \div 3000$ Па) и высокого давления ($P > 3000$ Па).

По конструктивному исполнению УКВ можно подразделить на секционные, блочные и агрегатные. Секционные УКВ собирают на месте монтажа по заданной схеме приготовления воздуха из отдельных секций, поставляемых на строительство заводами-изготовителями. Блочные УКВ собирают из отдельных технологических блоков по заданной схеме приготовления воздуха и наиболее выгодной для применения конструктивной схеме компоновки (горизонтальная, вертикальная, смешанная). Сборка может производиться на заводе-изготовителе, а при значительных габаритах блоков - на месте монтажа. Для агрегатных УКВ характерна поставка заводом-изготовителем полностью

собранного агрегата по постоянной технологической схеме обработки воздуха.

Наиболее ответственными узлами УКВ являются аппараты, в которых осуществляется требуемый режим обработки воздуха, подаваемого в обслуживаемые помещения. Расчет и проектирование аппаратов основывается на общих закономерностях аэродинамики, гидравлики, теплотехники, термодинамики и теории автоматического регулирования.

ПРОЦЕССЫ ТЕПЛОМАССООБМЕНА ПРИ НЕПОСРЕДСТВЕННОМ КОНТАКТЕ ВОЗДУХА С ВОДОЙ, СОР- БЕНТАМИ И ПАРОМ

Для обработки кондиционируемого воздуха применяют аппараты, в которых осуществляется непосредственный контакт между воздухом и водой. Эти аппараты конструктивно представляют собой камеры орошения, орошаемые слои и называются контактными. В камерах орошения характерно создание контактной поверхности с воздухом путем распыления воды с помощью механических форсунок. Для орошаемых слоев характерно создание контактной поверхности с потоком воздуха путем орошения водой материала в слое заполнения.

При взаимодействии (контакте) воздуха с водой будет происходить комплексное явление, заключающееся в переносе тепла к влаге с одной среды в другую. Эти процессы протекают одновременно и воздействуют друг на друга.

Перенос тепла происходит путем теплопроводности, конвекции, лучеиспускания и миграции влаги, которая происходит вследствие диффузионных (молекулярных) и конвекционных (молярных) процессов.

Процесс испарения воды в воздух в свете молекулярно-кинетической теории газов представляется следующим образом. Молекулы воды, находя-

щиеся в непрерывном беспорядочном движении, обладают различными энергиями как большими, так и меньшими средней энергии, значение которой определяется температурой. Поэтому при каждой температуре в воде имеются настолько быстрые молекулы, что, приближаясь к поверхности, они могут отрываться от нее и попадать в пограничный слой, отделяющий поверхность воды от окружающего воздуха. В пограничном слое молекулы воды продолжают свое беспорядочное движение и некоторые из них вновь возвращаются в воду, а другие переходят в воздух. Явление отрыва частиц от поверхности воды и принято называть испарением, а явление возвращения частиц воды из воздуха в воду - конденсацией. Оба эти явления происходят в одно и то же время, однако, в зависимости от процесса, будет иметь место либо испарение, либо конденсация. Это зависит от того, какое из двух явлений будет преобладающим.

Частицы воды, попавшие в пограничный слой, под влиянием молекулярно-кинетических сил проникают в следующие, более отдаленные, слои воздуха. Этот процесс движения частиц, сопровождающийся молекулярным переносом вещества, называется молекулярной диффузией. В воздухе всегда наблюдаются конвективные явления, и распространение пара в воздухе, т.е. молярный перенос тепла, всегда происходит вследствие конвективных явлений.

Между процессами молекулярного переноса вещества и молярного переноса тепла имеется явное сходство, поэтому можно распространить аналогию между ними на область конвективных явлений, т.е. тепло- и влагообмена как в условиях свободной, так и в условиях принудительной конвекций.

Для осуществления процессов переноса тепла и массы необходимо различие потенциалов между средами (жидкость и газ). Применительно к режимам работы аппаратов в УКВ в качестве потенциалов для переноса тепла принимается разность температур, а для переноса массы (водяного пара) -

разность парциальных давлений водяных паров. Следовательно, наличие температурного напора между отдельными точками среды обуславливает перенос тепла, а наличие напора парциальных давлений - перенос массы.

Величина теплового потока определяется выражением:

$$q = \alpha(t_o - t_{нж}), \text{ Вт/м}^2 \quad (1)$$

где α – коэффициент теплообмена, Вт/(м²·°C);

t_o – температура окружающей среды, °C;

$t_{нж}$ – температура поверхности жидкости, °C.

Величина коэффициента теплообмена равна:

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_l, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)} \quad (2)$$

где α_k – коэффициент теплообмена конвекций, Вт/(м²·°C);

α_l – коэффициент лучистого теплообмена, Вт/(м²·°C).

Величину потока массы вещества (пара) можно определить по формуле Дальтона:

$$W = \beta'(P_1 - P_2) \cdot \frac{101,3 \cdot 10^3}{P_B}, \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{сек)} \quad (3)$$

где β' – коэффициент массообмена, кг/(м²·сек);

P_1 – парциальное давление на поверхности жидкости при 100% насыщении и температуре поверхности жидкости, Па;

P_2 – парциальное давление паров жидкости в окружающем воздухе, Па.

Потоки тепла и массы вещества будут направлены в сторону уменьшения потенциалов. Тепло будет переноситься как в явном виде, за счет разности температур, так и в скрытом виде, за счет фазовых превращений (конденсация, испарение). Результирующий поток явного и скрытого тепла принято называть полным потоком тепла.

В общем случае полное количество обмененного тепла между воздухом и водой можно выразить в следующей дифференциальной форме

$$dQ_o = dQ_y + dQ_c, \text{ Вт} \quad (4)$$

где dQ_o – общее количество тепла, Вт;

dQ_y – количество явного тепла, Вт;

dQ_c – количество скрытого тепла, Вт.

Для контактных аппаратов при отсутствии потерь тепла в окружающую среду существует тепловой баланс между количеством тепла, отданным воздухом, и количеством тепла, воспринятым водой, т.е.

$$G(I_1 - I_2) = W(t_{кв} - t_{нв}) \quad (5)$$

где G – количество воздуха, приходящее в контакт с охлаждающей водой, кг/г;

I_1, I_2 – начальная и конечная энтальпия воздуха, кДж/кг;

W – количество воды, приходящее в контакт с воздухом, кг/г;

$t_{нв}$ – начальная температура воды, °С;

$t_{кв}$ – конечная температура воды, °С.

Выражение (5) можно представить в виде

$$I_1 - I_2 = \frac{W}{G}(t_{кв} - t_{нв}) \quad (6)$$

Отношение W/G в технике кондиционирования воздуха называют коэффициентом орошения, представляющим собой количество разбрызгиваемой воды, приходящееся на 1 кг сухого воздуха. Если величину этого отношения обозначить через μ , то выражение (6) будет иметь вид:

$$I_1 - I_2 = \mu(t_{кв} - t_{нв}) \quad (7)$$

Теплообмен в контактных аппаратах (в общем случае) происходит тремя путями: конвекцией, излучением и испарением или конденсацией влаги.

Теплообмен излучением в контактных аппаратах, работающих при скорости воздуха 2-3 м/сек, незначителен, вследствие чего практически им можно пренебречь. Таким образом, под явным теплообменом, происходящим в контактном аппарате, в дальнейшем будем подразумевать только тепло, переданное конвекцией.

Если рассматривать конвективный теплообмен, происходящий на бесконечно малом элементе поверхности dF , то количество тепла, переданного путем конвекции, будет определяться следующим выражением:

$$dQ_{\kappa} = G \cdot c_p \cdot dt = \alpha_{\kappa}(t - t_n)dF, \text{ Вт} \quad (8)$$

где c_p – теплоемкость воздуха при постоянном давлении, кДж/кг ;

α_{κ} – коэффициент конвективного теплообмена, Вт/(м²·°C) ;

t – температура воздуха, °C ;

t_n – температура охлаждающей поверхности (капелек воды или твердой поверхности), °C ;

dF – поверхность теплообмена, м² .

Условимся в дальнейшем считать положительным такое направление потока тепла в уравнении (8), при котором он направлен от воздуха к воде.

Величина α_{κ} является функцией ряда факторов, из которых основным является скорость воздуха. Для локальных капель, омываемых воздухом, величину α_{κ} определяют из выражения:

$$\text{Nu} = 2 + 1,07 \text{Re}^{0,48} \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot \text{Gu}^{0,175}$$

Разность парциальных давлений водяного пара у поверхности капли воды и в воздухе, приходящем с ней в соприкосновение, обуславливает возникновение процесса влагообмена. Количество обмененной влаги при контакте воздуха с поверхностью dF (капелек воды) можно выразить при нормальном барометрическом давлении (3.3), написанным в дифференциальной форме:

$$dW = G \cdot d\left(\frac{d}{1000}\right) = \beta'(P - P_n)dF, \text{ кг/г} \quad (9)$$

где β' – коэффициент влагообмена, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{сек} \cdot \text{Па})$;

P – парциальное давление водяных паров в основной массе воздуха, Па;

P_n – парциальное давление водяных паров в пограничном слое воздуха у поверхности воды, Па.

В дальнейшем будет удобнее пользоваться не разностью парциальных давлений, а разностью влагосодержаний.

Так как обычно кондиционеры работают с температурой воздуха до 20°C , для этих температур можно приближенно принимать

$$\frac{P - P_n}{d - d_n} = A = \text{const}$$

В этом случае величину β' следует заменить величиной $\beta'' = \beta' \cdot A$. Приняв это допущение, выражение (9) можно переписать в следующем виде:

$$dW = G \cdot d\left(\frac{d}{1000}\right) = \beta'' \left(\frac{d - d_n}{1000}\right) dF \quad (10)$$

где d – влагосодержание в основной массе воздуха, $\text{г}/(\text{кг сух.возд.})$;

d_n – влагосодержание воздуха в пограничном слое, которое принимается при температуре поверхности воды и полном насыщении воздуха водяными парами, $\text{г}/(\text{кг сух.возд.})$.

Количество скрытого тепла, обмененного между воздухом и водой, будет равно:

$$dQ_c = r \cdot dW = G \cdot r \cdot d\left(\frac{d}{1000}\right) = \beta'' \left(\frac{d - d_n}{1000}\right) \cdot r \cdot dF, \text{ Вт} \quad (11)$$

где $r = 2500 - 2,4t$ – теплота испарения, $\text{кДж}/\text{кг}$

Подставив выражения (8) и (11) в уравнение (7) и вынеся за скобки величину β'' , будем иметь

$$dQ_o = Gdl = \alpha_\kappa(t - t_n)dF + \beta''r \cdot \left(\frac{d - d_n}{1000}\right)dF$$

$$dQ_o = \beta'' \left[\frac{\alpha_\kappa}{\beta''}(t - t_n) + r \left(\frac{d - d_n}{1000}\right) \right] dF, \text{ Вт} \quad (12)$$

Исследованиями установлено, что при испарении жидкости в условиях турбулентного движения отношение α_κ / β'' с достаточным приближением можно принимать равным величине теплоемкости влажного воздуха:

$$\frac{\alpha_\kappa}{\beta''} \approx c_p = 1 + 1,18 \frac{d}{1000}, \text{ кДж/(кг} \cdot \text{°C)} \quad (13)$$

Для условий ламинарного движения на основе тех же исследований это отношение можно принять равным

$$\frac{\alpha_\kappa}{\beta''} = 0,92c_p, \text{ кДж/(кг} \cdot \text{°C)} \quad (14)$$

Исследования показали также, что отношение α_κ / β'' зависит от интенсивности теплообмена между воздухом и водой. В условиях сравнительно небольшой интенсивности теплообмена, происходящего в кондиционерах, в которых температура воды изменяется в пределах до 5°С, это отношение с достаточным для практических условий приближением можно принимать равным теплоемкости влажного воздуха, не усложняя вывода поправками, так как до настоящего времени зависимости, определяющие коэффициенты α_κ и β'' , еще недостаточно изучены.

Подставив значения $\alpha_\kappa / \beta'' = c_p$ и величину r в раскрытом виде в выражение (12), после соответствующих преобразований получим:

$$dQ_o = Gdl = \beta'' \left[c_p(t - t_n) + r \left(\frac{d - d_n}{1000}\right) \right] dF$$

$$dQ_o = \beta'' \left[\left(t + 1,8t \frac{d}{1000} + 2500 \frac{d}{1000} \right) - \left(t_n + 1,8t \frac{d}{1000} + 2500 \frac{d_n}{1000} - 2,4 \frac{d - d_n}{1000} t_n \right) \right] dF, \text{ Вт} \quad (15)$$

Анализ выражения (15) показывает, что сумма членов, находящихся в круглых скобках правой части уравнения, представляют собой соответствен-

но энтальпию воздуха перед контактом его с водой I и энтальпию воздуха после контакта его с водой I_n .

В теоретических условиях тепло- и влагообмена величина I_n должна соответствовать температуре поверхности воды t_n и состоянию полного насыщения d_n .

Слагаемое $-2,4 \frac{d-d_n}{1000} t_n$ - в правой части уравнения (15) представляет собой энтальпию испарившейся или сконденсировавшейся влаги, учитывающий теплоту перегрева водяных паров. Так как эта величина весьма незначительна по сравнению с разностью энтальпий $I - I_n$, то ею без особой погрешности можно пренебречь. В этом случае уравнение (15) можно переписать в следующем виде:

$$dQ_o = GdI = \beta''(I - I_n)dF = \beta'' \Delta IdF, \text{ Вт} \quad (16)$$

Полученное выражение является основным дифференциальным уравнением теплообмена, происходящего при непосредственном контакте воздуха с водой. Однако это уравнение характеризует процесс теплообмена между воздухом и водой только с количественной стороны, так как с помощью его можно определить лишь энтальпию воздуха после обработки его водой. Поэтому для практических расчетов, чтобы установить характер линии, изображающей процесс в координатах $I-d$, разделим выражение (16) на выражение (10). В результате получим дифференциальное уравнение изменения состояния воздуха:

$$\frac{dI}{d\left(\frac{d}{1000}\right)} = \frac{I - I_n}{\frac{d - d_n}{1000}} \quad (17)$$

Если бы в процессе тепло- и влагообмена параметры I_n , d_n оставались постоянными, то это выражение стало бы уравнением прямой, проходящей через точки с параметрами I_n , d_n , I , d . В реальных условиях температура

охлаждающей поверхности не является постоянной, а изменяется вследствие нагревания воды за счет происходящего теплообмена.

Так как в условиях политропических процессов I_n и d_n не являются постоянными (t_n в процессе теплообмена непрерывно изменяется), то выражение (17) будет являться уравнением кривой, причем кривизна этой линии зависит от изменения величины t_n и взаимного направления воздуха и воды. Однако в реальных камерах орошения при непосредственном контакте между воздухом и водой не представляется возможным установить взаимное направление воздуха и охлаждающей воды, так как в них в чистом виде ни параллельного тока, ни противотока практически не существует.

Наблюдением установлено, что в контактных аппаратах температура воды за счет происходящего теплообмена повышается обычно не больше чем на $4\div 5^\circ\text{C}$. В этой связи с достаточным для практических расчетов приближением кривизной линии процесса можно пренебречь и считать, что процесс совершается по закону прямой 1-2 (рис. 1), проходящей через точку 1, соответствующую начальному состоянию воздуха, и точку 2 на пограничной кривой в месте пересечения ее с изотермой, соответствующей температуре воды t_{BK} .

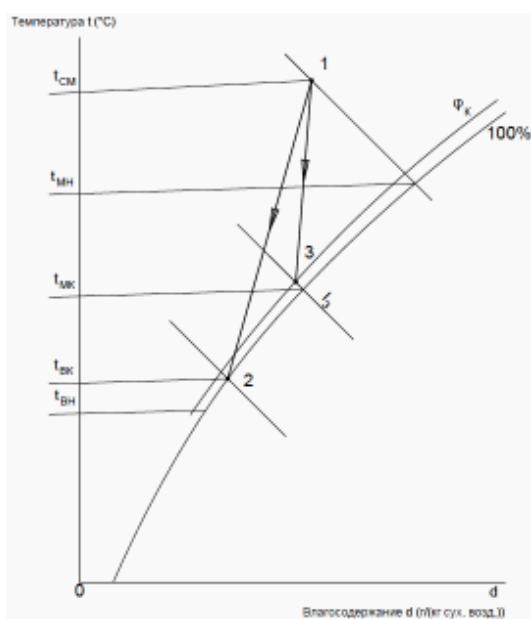


Рис. 1 - Процессы теплообмена в контактных аппаратах

Кроме того, в реальных условиях процесса тепло- и влагообмена конечные параметры воздуха обладают более высокой температурой, чем t_{BK} , и относительной влажностью, меньшей 100%. Точка 3, определяющая это конечное состояние, лежит несколько правее линии 1-2, причем значения относительной влажности конечного состояния воздуха, как показали исследования, колеблются в пределах примерно $\varphi=90\div 97\%$ в зависимости от степени эффективности процесса тепло- и влагообмена, происходящего в контактном аппарате.

Все эти рассуждения велись применительно к условиям политропического процесса охлаждения и осушения воздуха.

Пользуясь установленной закономерностью, рассмотрим другие случаи, при которых воздух с начальными параметрами, характеризуемые точкой A (рис. 2), вступает в контакт с водой при различных ее температурах.

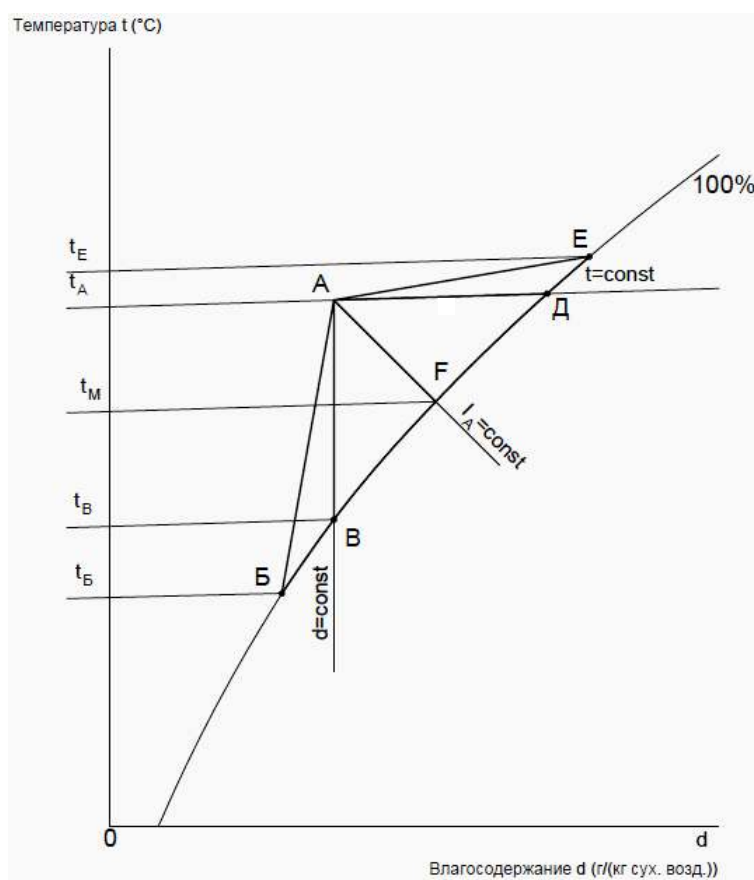


Рис.2 – Процессы изменения параметров воздуха при контакте с водой

При этом следует иметь в виду, что температура воды, разбрызгиваемой в камере, не может быть ниже нуля градусов. Однако при использовании для обработки воздуха поверхностных воздухоохладителей температура охлаждающей поверхности может быть ниже нуля. В этом случае границей области возможных изменений состояния воздуха при его охлаждении и осушении будет касательная AB , проведенная из точки A к кривой $\varphi=100\%$.

Другой линией, ограничивающей область возможных изменений состояния воздуха при непосредственном его контакте с водой, будет касательная AE .

Таким образом, область криволинейного треугольника BAE является геометрическим местом точек возможных изменений состояния воздуха в теплообменных аппаратах. Следует иметь в виду, что в реальных условиях точки, характеризующие конечное состояние воздуха, обычно лежат несколько выше кривой $\varphi=100\%$.

На рис. 2 нанесены линии наиболее характерных процессов, которые могут происходить в теплообменных аппаратах, предназначенных для обработки воздуха.

Для более подробного рассмотрения тепло- и влагообмена, свойственного этим характерным процессам, воспользуемся выражением (12), переписав его в следующем виде:

$$dQ_o = \beta'' \left[c_p(t - t_n) + r \left(\frac{d - d_n}{1000} \right) \right] dF, \text{ Вт} \quad (18)$$

Оба слагаемых правой части этого выражения, заключенных в квадратные скобки, в зависимости от знака разности температур и влагосодержаний, могут быть положительными, отрицательными или равными нулю.

При охлаждении воздуха и осушении его (линия AB) оба слагаемых будут иметь положительные знаки; при охлаждении воздуха, происходящем

при $d_A = \text{const}$ (линия AB), первое слагаемое имеет положительный знак, а второе обращается в нуль.

Адиабатический процесс (линия AG) характерен тем, что первое слагаемое имеет знак плюс, а второе - минус, причем с достаточным приближением можно считать, что абсолютные значения этих слагаемых равны между собой, вследствие чего $dQ_0 = 0$. Это, однако, не говорит о том, что процесс теплообмена и влагообмена не происходит, а лишь показывает, что в этом случае общая энтальпия воздуха в начале и в конце процесса сохраняется (так как явное тепло, отданное воздухом воде, возвращается ему обратно вместе с водяными парами, но только в скрытом виде).

Изотермический процесс, изображенный линией AD , протекает при полном отсутствии явного теплообмена, поскольку $t_A = t_D$, вследствие чего первое слагаемое обращается в нуль; значение же второго слагаемого имеет конечную величину, но с отрицательным знаком (он показывает, что теплообмен за счет скрытого тепла происходит в направлении от воды к воздуху).

Линия AE изображает процесс, при котором температура воды выше температуры воздуха. В этом случае как первое, так и второе слагаемое будут иметь отрицательные знаки, показывающие, что поток как явного, так и скрытого тепла направлен от воды к воздуху.

Следует заметить, что все рассуждения, относящиеся к процессу, находящимся в пределах треугольника ABB , справедливы и для случая, когда воздух контактирует не только непосредственно с водой, но и с твердой поверхностью, имеющей температуру ниже температуры точки росы обрабатываемого воздуха. Процессы, при которых может происходить испарение влаги (лежащие в пределах треугольника ABE), возможны только при непосредственном контакте обрабатываемого воздуха с поверхностью воды.

Основываясь на вышеизложенном, рассмотрим процесс обработки воздуха в форсуночной камере. Разбрызгиванием воды в потоке воздуха,

движущегося через оросительную камеру, достигается развитая поверхность контакта воздуха и воды. Последнее позволяет осуществить заданное изменение состояния воздуха в ограниченном объеме оросительной камеры в течение весьма непродолжительного времени (в течение 1-2 сек.).

Современный уровень теории расчета процессов тепло- и влагообмена, происходящего в форсуночной камере, пока еще не позволяет пользоваться классическими приемами теории теплопередачи. Поэтому практические расчеты производят с помощью эмпирических зависимостей, на основании которых определяется необходимая интенсивность орошения воздуха в камере.

Величиной, характеризующей интенсивность орошения воздуха в дождевом пространстве (как отмечалось выше), является коэффициент орошения μ .

Наибольшее значение коэффициентов орошения относится к летнему периоду при работе кондиционера на охлаждение и осушение воздуха. В зимний период при адиабатическом увлажнении воздуха значения μ принимают меньшими. Кроме того, величина μ зависит и от тонкости распыла воды.

Кроме коэффициента орошения в практических расчетах используются и другие эмпирические зависимости, к числу которых относится коэффициент эффективности теплообмена E .

Для процессов охлаждения и осушения, охлаждения без изменения влагосодержания, а также и охлаждения при одновременном увлажнении воздуха предложена следующая зависимость для определения коэффициента эффективности:

$$E_o = 1 - \frac{t_{МК} - t_{БК}}{t_{МН} - t_{ВМ}} \quad (19)$$

для адиабатических процессов

$$E_a = 1 - \frac{t_{СК} - t_{МК}}{t_{СН} - t_{МН}} \quad (20)$$

Для процессов охлаждения и увлажнения с повышением теплосодержания, изотермического увлажнения и нагревания воздуха с одновременным его увлажнением эта зависимость имеет вид:

$$E = 1 - \frac{t_{BK} - t_{MK}}{t_{BH} - t_{MH}} \quad (21)$$

где t_{CH} , t_{CK} - начальная и конечная температуры воздуха по сухому термометру;

t_{MH} , t_{MK} - начальная и конечная температуры воздуха по мокрому термометру;

t_{BH} , t_{BK} - начальная и конечная температуры воды.

Для типовых форсуночных камер значения E установлены опытным путем в зависимости от конструктивных и режимных характеристик камеры. Так как расчету предшествует построение процесса кондиционирования воздуха на $I-d$ - диаграмме, то начальные и конечные параметры воздуха принимают на основании произведенного построения. Следовательно, значения t_{MH} и t_{MK} становятся известными.

Если задаться начальной температурой воды t_{BH} , то из выражений (19-21) можно определить величину t_{BK} . Таким образом становится известной и величина разности температур воды, т.е. $t_{BK} - t_{BH}$. Выражение баланса тепла в этом случае будет иметь вид:

$$W = (t_{BK} - t_{BH}) = G(I_1 - I_2), \text{ кг/г} \quad (22)$$

Отсюда

$$\frac{W}{G} = \frac{I_1 - I_2}{t_{BK} - t_{BH}} = \mu \quad (23)$$

где W – количество разбрызгиваемой воды, кг/г;

G – количество обрабатываемого воздуха, кг/г;

I_1, I_2 – начальная и конечная энтальпия обрабатываемого воздуха, кДж/кг;

μ – коэффициент орошения.

Весьма существенным фактором в процессе тепло- и влагообмена, происходящего в форсуночной камере, является скорость воздуха. С увеличением ее интенсифицируется процесс тепло- и влагообмена, что позволяет уменьшить поперечное сечение камеры. В этой связи следует стремиться увеличивать скорость воздуха. Однако, исследования показали, что при тонком распыле при скорости воздуха, превышающей 1,8м/сек, часть капель уносится за пределы выходного сепаратора. При глубоком распыле это явление происходит при скорости воздуха, превышающей 3,6м/сек. Поэтому при определении площади поперечного сечения форсуночной камеры следует принимать скорости, не превышающие указанных пределов.

Наряду с обработкой воздуха водой, непосредственным контактом воздух можно обрабатывать паром и сорбентами.

Пар для увлажнения воздуха применяется редко вследствие неприятного запаха, свойственного пару, поступающему из котла. Кроме того, при обработке воздуха паром несколько повышается температура обрабатываемого воздуха, что нежелательно, особенно в летнее время.

Практически для увлажнения воздуха можно применять пар на складах хлопка и бумаги, вискозных фабриках, в технологических камерах увлажнения и фиксации и в некоторых других случаях. Увлажнять воздух паром можно путем подмешивания его к увлажняемому воздуху в вентиляционной или технологической камере или непосредственно в помещении (склады и т.п.), в котором требуется поддерживать определенную влажность воздуха.

Выражение углового коэффициента луча процесса увлажнения воздуха паром можно получить на основании балансов тепла и влаги. Допустим, что начальные параметры воздуха I_1 и d_1 ; параметры воздуха после увлажнения его паром I_2 и d_2 ; количество увлажняемого воздуха G ; количество пара, поступившего в воздух G_n с энтальпией i_n .

Выражение баланса тепла и баланса влаги будут иметь вид:

$$GI_2 = GI_1 + G_n i_n \quad (24)$$

$$G \frac{d_2}{1000} = G \frac{d_1}{1000} + G_n, \quad (25)$$

Разделив уравнение (24) на (25) и произведя сокращения, получим выражение углового коэффициента:

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} 1000 = i_n, \text{ кДж/(кг вл.)} \quad (26)$$

Это равенство показывает, что чем больше энтальпия пара, тем больше будет отклоняться луч процесса от изотермы в сторону повышения температуры.

Построение на I - d - диаграмме процесса увлажнения воздуха паром представлено на рис.3. Построение процесса начинают с нанесения на

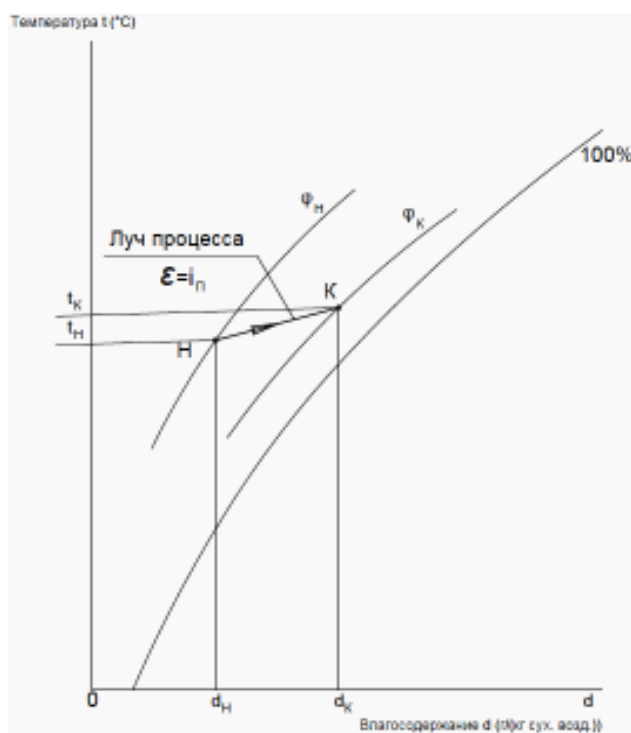


Рис.3 - Процесс увлажнения воздуха паром

I-d- диаграмму точки *H*, соответствующей начальному состоянию воздуха, через которую проводят луч процесса *HK*, имеющей значение углового коэффициента, равное i_n . Точка *K* пересечение этого луча с линией $d_k = const$ характеризует состояние воздуха после его увлажнения паром.

Количество пара, потребное для увлажнения воздуха, равно:

$$G_n = G(d_k - d_n) \cdot 10^{-3}, \text{ кг/г} \quad (27)$$

Следует отметить, что применение перегретого пара для увлажнения воздуха позволяет значительно повысить температуру последнего.

Осушение воздуха можно производить при помощи сорбентов. Они бывают как жидкие (водные растворы солей кальция, лития и др.), так и твердые (активированный уголь, силикагель, алюмогель и др.).

Процесс осушения воздуха при непосредственном его взаимодействии с водными растворами солей основан на том, что при одинаковых температурах парциальное давление пара над поверхностью раствора P_p ниже соответствующего давления паров над поверхностью воды P_B . Это свойство растворов зависит от вида растворенного вещества, его концентрации и степени диссоциации молекул.

Рассмотрим с помощью *I-d*- диаграммы процессы взаимодействия между воздухом и растворами солей.

Из предыдущего известно, что при контакте воздуха с капельками разбрызгиваемой воды возможные изменения состояния воздуха находятся в пределах криволинейного треугольника *BAE* (рис. 2).

Использование водных растворов некоторых солей для кондиционирования воздуха следует считать более эффективным, чем применение воды, так как эти растворы позволяют расширить пределы измерения параметров обрабатываемого воздуха. Например, при обработке воздуха водой невозможно произвести осушение изотермическое, осушение с одновременным нагреванием и некоторые другие случаи обработки воздуха.

При использовании растворов для нагрева и увлажнения воздуха в зимнее время этот процесс изображается на $I-d$ - диаграмме прямой 1-2 (рис. 4). В этом случае в результате взаимодействия раствора с воздухом повышается его энтальпия и влагосодержание.

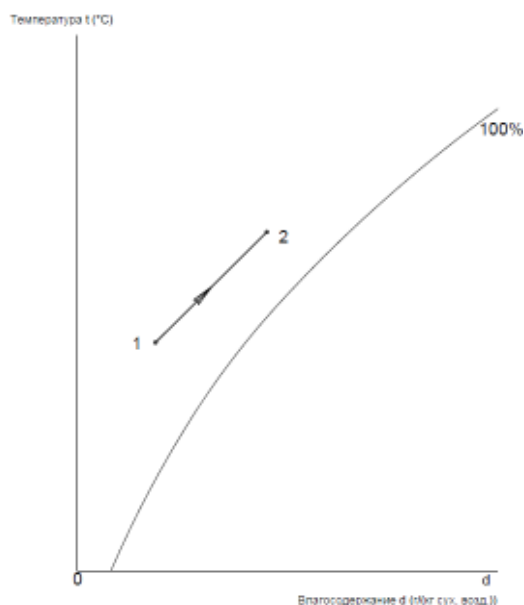


Рис.4 - Процесс взаимодействия растворов с воздухом

Такой процесс обработки воздуха обуславливается соответствующей концентрацией раствора, при которой упругость водяных паров над раствором будет выше, чем в обрабатываемом воздухе.

Вследствие разности температур раствора и обрабатываемого воздуха происходит нагрев воздуха, а наличие разности упругостей водяных паров на поверхности капелек раствора и в воздухе обеспечивает процесс испарения воды из раствора. Таким образом, воздух в процессе обработки будет нагреваться и увлажняться.

Для восстановления концентрации раствора к нему добавляют соответствующее количество воды. Нагрев раствора можно производить в нагревателе.

Осушение воздуха с помощью растворов может протекать изотермически (луч 1-2, рис. 5), с повышением температуры (луч 1-3) и с понижением температуры (луч 1-4).

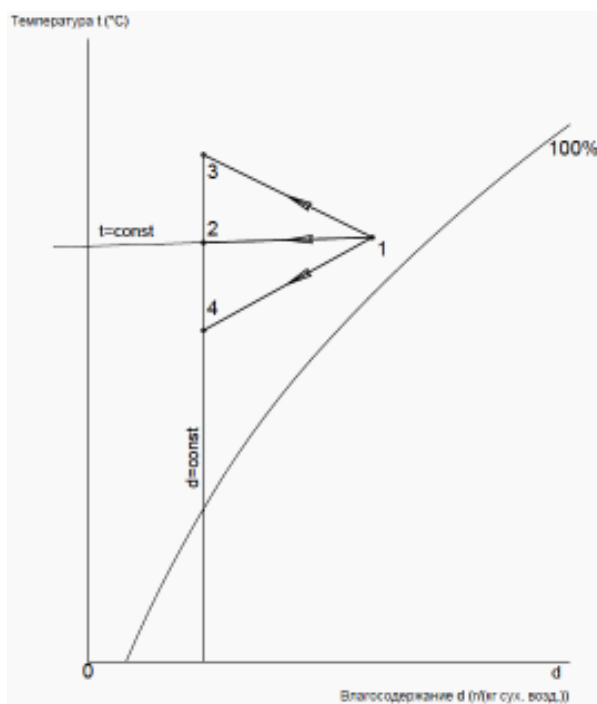


Рис.5 - Процессы взаимодействия различных растворов с воздухом

Изотермическое осушение влажного воздуха растворами можно произвести при одинаковых начальных температурах воздуха и орошающего раствора при таком количестве последнего, при котором теплота конденсации водяных паров и теплота разбавления несущественно повышают температуру раствора.

Для осушения воздуха, которое сопровождается повышением его температуры, требуется более высокая температура раствора, чем у обрабатываемого воздуха. Однако, температура раствора при этом не может значительно превышать температуру воздуха, так как для осушения воздуха требуется, чтобы упругость водяных паров над поверхностью раствора была меньше упругости водяных паров в воздухе.

Осушение воздуха с одновременным его нагреванием можно также производить при равенстве начальных температур воздуха и раствора, но при малом количестве последнего. При таких условиях повышение температуры воздуха происходит вследствие повышения температуры раствора за счет теплоты конденсации водяных паров и теплоты разбавления.

Для осушения воздуха с одновременным понижением его температуры требуется, чтобы температура раствора была ниже, чем при изотермическом процессе.

Твердые сорбенты характеризуются капиллярно-пористой структурой, вследствие чего они обладают весьма развитой внутренней поверхностью капилляров, достигающей несколько сот квадратных метров на 1 кг массы вещества.

Механизм процесса осушения воздуха при прохождении его через слой адсорбента заключается в следующем. Известно, что когда смачивающая жидкость частично заполняет капиллярный канал, мениск жидкости в капилляре приобретает вогнутую форму. Парциальное давление паров на вогнутой поверхности мениска меньше, чем парциальное давление паров над плоской поверхностью жидкости.

Поскольку парциальное давление водяных паров в воздухе, окружающем капиллярное тело, выше, чем на вогнутой поверхности мениска, то образующийся потенциал вызывает перенос пара из окружающего воздуха в капилляр. В капиллярном канале пар претерпевает фазовое превращение при переходе из газообразного в жидкое состояние.

Таким образом, при прохождении осушаемого воздуха через слой адсорбента происходит явление капиллярной конденсации, обусловленное наличием некоторого количества жидкости в капиллярах, необходимого для образования вогнутого мениска.

В процессе адсорбции конденсация влаги в капиллярах сопровождается выделением теплоты испарения и теплоты смачивания. Полная теплота адсорбции составляет около 2940 кДж/кг, из которых около 420 кДж/кг составляет теплота смачивания. Выделяющаяся теплота адсорбции повышает температуру как слоя адсорбента, так и осушаемого воздуха. Наибольшие температуры адсорбента наблюдаются в той его части, в которой в данный

момент происходит поглощение влаги. При этом по мере смещения зоны адсорбции в том же направлении происходит и смещение зоны наиболее высокой температуры.

Применение твердых влагопоглощающих веществ для осушения воздуха можно рекомендовать в тех случаях, когда целью обработки воздуха является его осушение и нагревание.

При построении процесса адсорбции на диаграмме I-d примем следующие обозначения

I_1, d_1, t_1 – начальные параметра воздуха;

I_2, d_2, t_2 – конечные параметры воздуха;

G_κ – количество водяных паров, сконденсировавшихся в адсорбере;

i_d – теплота адсорбции;

q – расход тепла на нагревание адсорбера и конструкций адсорбера (принимается около 420 кДж/кг адсорбированной влаги);

c – теплоемкость влажного воздуха;

G – количество осушаемого воздуха;

c_6 – теплоемкость адсорбированной влаги.

Для вывода выражения углового коэффициента луча процесса адсорбции напишем выражение балансов по теплу и влаге:

$$GI_2 = GI_1 - c_6 G_\kappa t_2 - qG_\kappa + 420G_\kappa \quad (28)$$

где 420 - теплота смачивания, кДж/кг, адсорбированной влаги;

$$G \frac{d_2}{1000} = G \frac{d_1}{1000} - G_\kappa \quad (29)$$

Разделив выражение (28) на (29), после соответствующих преобразований получим:

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} 1000 = \frac{-c_6 G_\kappa t_2 - qG_\kappa + 420G_\kappa}{G_\kappa} = c_6 t_2 + q - 420 = c_6 t_2 \quad (30)$$

В процессе адсорбции температура воздуха повышается на

$$\Delta t = \frac{(-i_d - q - c_6 t_2) \frac{d_1 - d_2}{1000}}{c} \quad (31)$$

Следовательно, конечная температура воздуха будет равна:

$$\Delta t_2 = t_1 - \Delta t \quad (32)$$

Поставив в выражение (30) значение Δt и решив его относительно искомой величины t_2 , c_6 , получим:

$$t_2 c_6 = \left[t_1 + \frac{(i_d - q)(d_1 - d_2)}{1000c} \right] \div \left(1 + \frac{(d_1 - d_2)}{1000c} \right) \quad (33)$$

Если точка 1 (рис. 6) соответствует начальному состоянию воздуха, то, проведя через нее луч процесса адсорбции до пересечения с линией $d_2 = const$ (заданного конечного влагосодержания воздуха), получим точку 2, параметры которой определяют конечное состояние воздуха, выходящего из адсорбера.

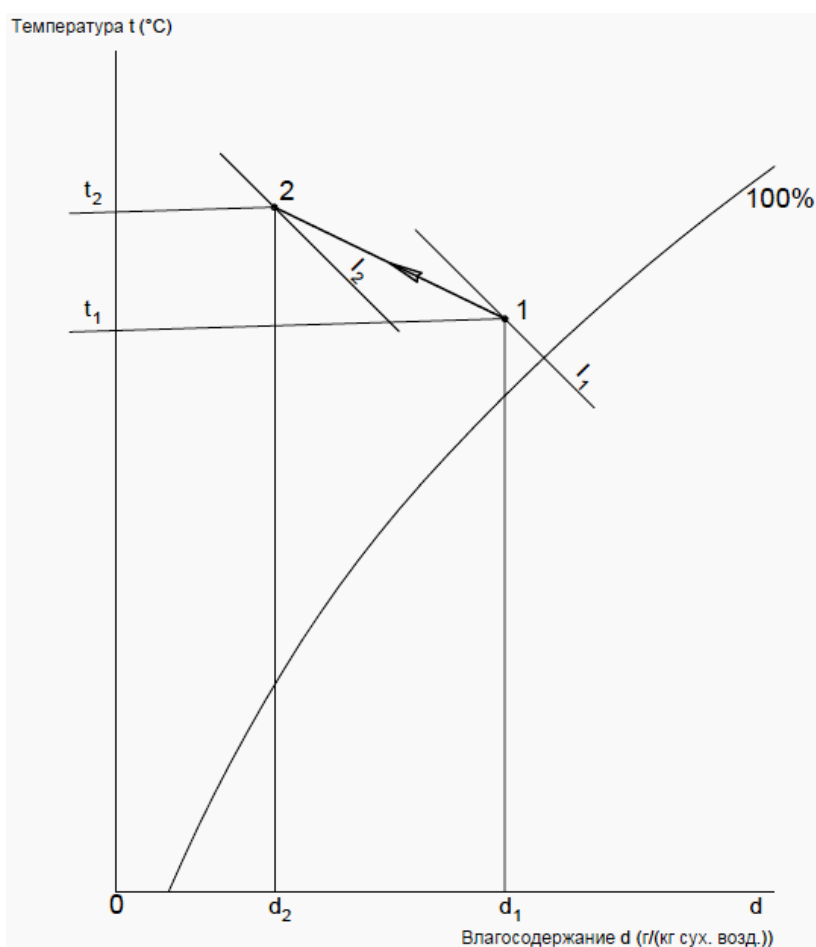


Рис.6 – Построение процесса адсорбции

ПРОЦЕССЫ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА В ПОВЕРХНОСТНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ УКВ

Под поверхностными теплообменниками подразумеваются аппараты, в которых процессы переноса между обменивающимися средами (воздух-вода, воздух-холодильный агент и др.) осуществляется через разделяющую стенку, не проницаемую для жидкостей и газов. Механизм процессов тепло-массообмена в поверхностных теплообменниках рассматривается под воздействием напора потенциалов (температур и парциальных давлений) между воздухом в ядре потока и слоем воздуха, прилегающим к наружной поверхности теплообменника. В зависимости от сочетания параметров воздуха в ядре потока и в слое у наружной разделяющей стенки для поверхностных теплообменников выделяются три режима обработки воздуха:

при $t > tc_2 \geq t_p$ процессы с отводом только явного тепла без изменения влагосодержания;

при $tc_2 > t$ процессы нагрева при постоянном влагосодержании;

при t и $t_p > tc_2$ процессы с одновременным охлаждением и осушением (конденсации влаги),

где t – температура обрабатываемого воздуха;

tc_2 – температура стенки теплообменника;

t_p – температура точки росы обрабатываемого воздуха.

Процесс охлаждения и осушения воздуха, происходящий при контакте его с твердой охлаждающей поверхностью, изображается на диаграмме совершенно так же, если бы этой поверхностью являлась поверхность капель воды, разбрызгиваемой в оросительной камере. Однако, в некоторых случаях имеются особенности.

Допустим, что состояние воздуха до воздухоохладителя определяется точках B (рис. 7), а после точкой O , т.е. процесс охлаждения должен происходить при $d_B = const$. Тепло, отдаваемое воздухом в воздухоохладителе, вос-

принимается хладоносителем (холодной водой или рассолом), который вследствие этого нагревается, повышая свою температуру от t_{K1} до t_{K2} . Расчетная температура поверхности воздухоохладителя в этом случае приближенно равна $(t_{K1}+t_{K2})/2=t_{K_{CP}}$, а процесс охлаждения будет изображаться лучом BK_{CP} .

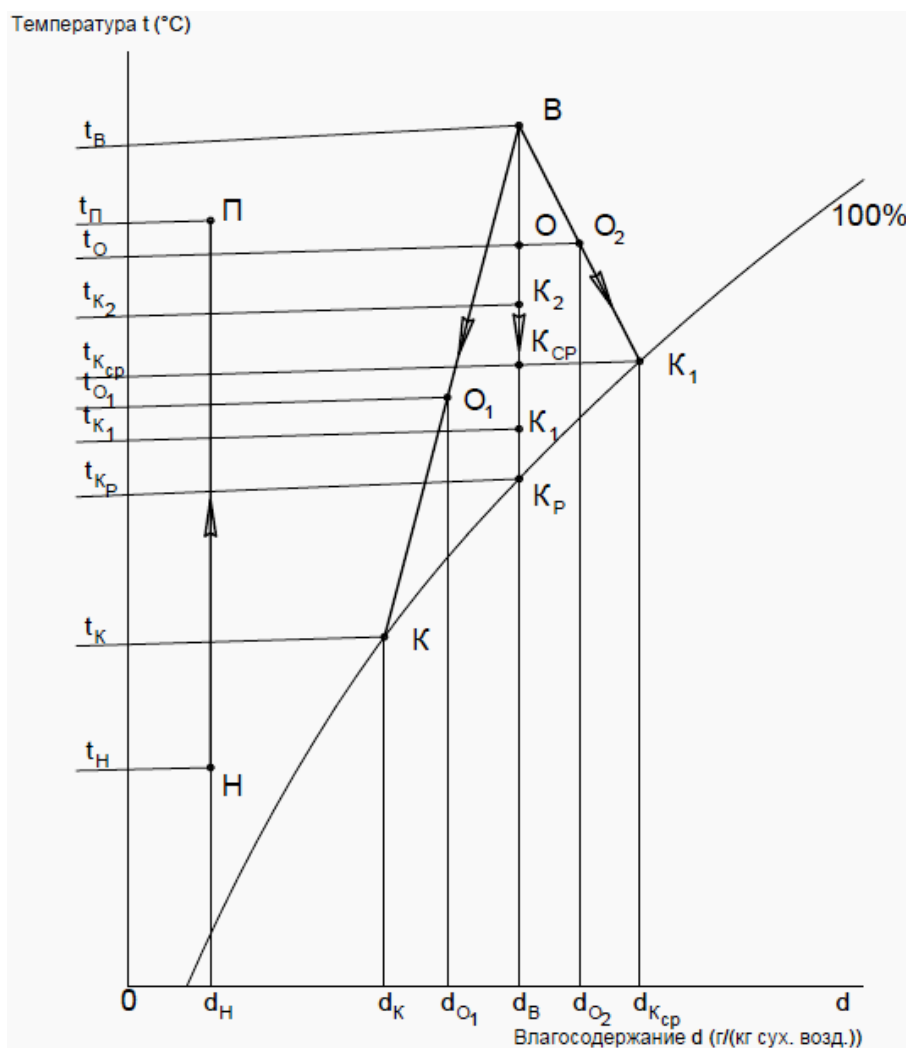


Рис.7 – Особенности изменения состояния воздуха при соприкосновении его с твердыми охлаждающими или нагревающими поверхностями

В качестве хладоносителя (вместо воды или рассола) можно применять хладоагент (например, фреон), который испаряется в воздухоохладителе. В этом случае температура поверхности теплообмена в процессе охлаждения сохранится постоянной и равной температуре испарения хладоагента (так как теплообмен в этом случае происходит только за счет теплоты испарения хладоагента).

Если вместо твердой поверхности воздух соприкасается с капельками разбрызгиваемой воды, имеющей среднюю температуру такую же, как и в предыдущем случае, т.е. $t_{кр.}$, то процесс изобразился бы линией BK_{CP} , причем при охлаждении воздуха до температуры t_0 (точка O_2), его влагосодержание увеличивается на величину $d_{O2} - d_b$, т.е. процесс охлаждения будет сопровождаться увлажнением.

Когда температура охлаждающей поверхности будет ниже температуры точки росы $t_{кр}$, например, t_k , то процесс охлаждения начнет сопровождаться осушением воздуха, а прямая BK явится лучом этого процесса. Влага из воздуха станет выпадать даже в том случае, если конечная температура охлаждаемого воздуха будет выше температуры точки росы (например, если бы конечное состояние воздуха определялось точкой O_1). Количество выпавшего конденсата для точки O_1 будет равно $(d_b - d_{O1})$. Последнее объясняется тем, что около охлаждающей поверхности образуется температурное поле, причем температура воздуха в пограничном слое у поверхности весьма близка к температуре охлаждающей поверхности t_k , при которой из этого слоя воздуха выпадает конденсат. С удалением от поверхности охлаждения температура воздуха будет расти. Процесс нагрева воздуха в теплообменнике представлен лучом HP на рис. 7. В этом случае процесс протекает по линии $d_H = const$ и воздуху передается только явное тепло.

При передаче только явного тепла от одной среды к другой через разделяющую стенку теплообменника (процессы нагрева воздуха и охлаждения без изменения влагосодержания) величина теплового потока составит:

$$q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{g}{\lambda} + \frac{1}{\lambda_g}} (t - t_w) = \kappa (t - t_w), \text{ Вт/м}^2 \quad (34)$$

где κ – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

α – коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенке, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

α_{en} – коэффициент теплоотдачи от стенки к жидкости, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

g – толщина стенки, м;

λ – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м² · °С)

t_w – температура жидкости, °С.

Коэффициент κ называется коэффициентом теплопередачи; он характеризует интенсивность передачи тепла от одной среды (жидкости или газа) к другой через поверхность раздела и численно равен тепловому потоку, отнесенному к единице поверхности раздела и температурному напору между средами, т.е. имеет размерность Вт/(м² · °С).

С целью упрощения решений по теплопередаче считается, что коэффициент теплопередачи не зависит от температуры и постоянен по поверхности теплообменника. Тогда уравнение для определения часового количества тепла, переданного через разделяющую поверхность теплообменника F , имеет вид:

$$Q_n = \kappa F \Delta t_{cp}, \text{ Вт} \quad (35)$$

Величина Δt_{cp} представляет собой значение среднего температурного напора между обменивающимися средами через поверхность теплообменника F .

Рассмотрим особенности процессов совместного переноса тепла и массы на гладкой разделяющей стенке теплообменника (рис. 8). В силу наличия напора температур $t > t_{c2}$ воздух отдает явное тепло и понижает температуру. Температура поверхности t_{c2} меньше температуры точки росы воздуха в ядре потока. Тогда на поверхности раздела у стенки образуется слой насыщенного воздуха, переохлаждение которого приводит к выпадению влаги на стенке. Считаем, что пленка конденсата образуется по всей наружной поверхности стенки и при установившемся стационарном режиме имеет толщину δ_k , так как дальнейший избыток конденсата постоянно отводится с поверхности теплообменника. В свою очередь, процесс конденсации проте-

кает с выделением тепла фазового превращения, что вызывает некоторое повышение температуры пленки t_{δ_k} по сравнению с температурой поверхности стенки.

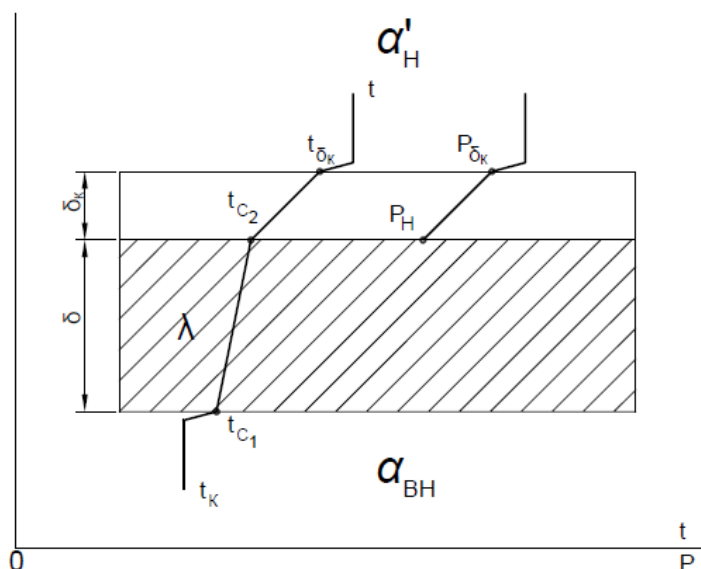


Рис.8 - Процесс переноса тепла и массы на стенке теплообменника

Вопросы, связанные с учетом термического сопротивления пленки конденсата, а также повышения ее температуры, мало изучены. В некоторых работах указывается на сравнительно малое влияние этих факторов при обычных условиях работы поверхностных теплообменников в УКВ. Поэтому в первом приближении считаем справедливым эти допущения и принимаем, что при стационарном режиме насыщенный воздух у поверхности пленки конденсата имеет параметры $t_{\delta_k} \approx t_{c2}$ и $P_{\delta_k} \approx P_{н}$.

В силу наличия напора температур $t > t_{c2}$ и напора парциальных давлений $P_g > P_{н}$ плотности потоков явного и скрытого тепла направлены от воздуха к стенке, и плотность потока полного тепла составляет

$$q_n = q_y + q_c = \alpha''_n (t - t_{c2}) + \beta(P_g - P_{н})r, \text{ Вт/м}^2 \quad (36)$$

Здесь коэффициент теплоотдачи α'_n соответствует условиям теплообмена воздуха с наружной разделяющей стенкой при условии наличия на ней пленки конденсата.

Используя безразмерный показатель ν по выражению

$$\nu = dQ_n / dQ_a$$

для уравнения плотности потока явного тепла

$$q_n = q_a \nu = \alpha'_n \nu (t - t_{c2}), \text{ Вт/м}^2 \quad (37)$$

Выражение для плотности потока полного тепла через разделяющую стенку будет иметь вид

$$q_n = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{g}{\lambda} + \frac{1}{\lambda_e}} (t - t_w) = \kappa (t - t_w), \text{ Вт/м}^2 \quad (38)$$

размерность $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$. Для уравнения считается, что κ_n постоянен по поверхности, и определение часового количества полного тепла, переданного через разделяющую поверхность теплообменника F , производится по уравнению

$$Q_n = \kappa_n F \Delta t_{cp}, \text{ Вт} \quad (39)$$

Для практического использования уравнений (4.2) и (4.6) при расчете процессов обработки воздуха в поверхностных теплообменниках необходимо располагать опытными данными о зависимости коэффициентов теплопередачи κ и κ_n . Аналитический расчет значений этих коэффициентов возможен только для упрощенных и идеализированных случаев. Основным методом нахождения величин коэффициентов теплопередачи является путь экспериментального исследования и установление опытных зависимостей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Нестеренко А.В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха / А.В. Нестеренко - 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, - 1971. – 459с.:ил.
2. Кокорин, О.Я. Установки кондиционирования воздуха / О.Я. Кокорин - М.: Машиностроение, - 1978. - 262 с.: ил.
3. Пеклов, А.А. Кондиционирование воздуха в промышленных и общественных зданиях / А.А. Пеклов – Киев.: Будивельнык – 1967. - 294 с.: ил.

СОДЕРЖАНИЕ

Общие сведения о кондиционировании воздуха	3
Классификация и назначение систем кондиционирования воздуха	6
Процессы тепло- и массообмена при непосредственном контакте воздуха с водой, сорбентами и паром	9
Процессы обработки воздуха в поверхностных теплообменниках УКВ	31
Литература	37

Крамаренко Павел Тихонович
Козлов Сергей Сергеевич
Грималовская Ирина Павловна

Тепло- и массообмен в установках кондиционирования воздуха
Методические указания к курсовому проектированию
по курсу лекций «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение зданий»
для студентов направления подготовки 270800.92 Строительство профиль
Теплогазоснабжение и вентиляция

Подписано к печати _____. Бумага газетная.

Печать офсетная. Формат 60 90 1/16. Усл.печ.л. _____.

Уч.-изд.л. _____. Тираж 300 экз. Заказ № _____

Федеральное Государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет» (ННГАСУ), 603950, Н.Новгород, Ильинская, 65.

Полиграфический центр ННГАСУ, 603950, Н.Новгород, Ильинская, 65