Интернет-журнал «Науковедение» ISSN 2223-5167 http://naukovedenie.ru/

Том 9, №3 (2017) http://naukovedenie.ru/vol9-3.php

URL статьи: http://naukovedenie.ru/PDF/40TVN317.pdf

Статья опубликована 29.05.2017

Ссылка для цитирования этой статьи:
Лебедев В.В., Сумзина Л.В., Максимов А.В., Кудров Ю.В., Бурцева Л.А. Теплотехническое проектирование воздухоохладителей кондиционеров // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Том 9, №3 (2017) http://naukovedenie.ru/PDF/40TVN317.pdf (доступ свободный). Загл. с экрана. Яз. рус., англ.

УДК 621.56; 697.94

Лебедев Владимир Владимирович
ФГБОУ ВО «Российский государственный университет туризма и сервиса», Россия, дп. Черкизово[1]
Доцент кафедры «Сервисного инжиниринга»
Кандидат технических наук
E-mail: voval_matr@mail.ru
РИНЦ: https://elibrary.ru/author_profile.asp?id=648157

Сумзина Лариса Владимировна
ФГБОУ ВО «Российский государственный университет туризма и сервиса», Россия, дп. Черкизово
Доцент кафедры «Сервисного инжиниринга»
Кандидат технических наук
E-mail: byttech1@yandex.ru
РИНЦ: https://elibrary.ru/author_profile.asp?id=633241

Максимов Александр Васильевич
ФГБОУ ВО «Российский государственный университет туризма и сервиса», Россия, дп. Черкизово
Доцент кафедры «Сервисного инжиниринга»
Кандидат технических наук
E-mail: maksimovav52@yandex.ru
РИНЦ: https://elibrary.ru/author_profile.asp?id=227609

Кудров Юрий Владимирович
ФГБОУ ВО «Российский государственный университет туризма и сервиса», Россия, дп. Черкизово
Старший преподаватель кафедры «Сервисного инжиниринга»
E-mail: yurakudrov@yandex.ru
РИНЦ: https://elibrary.ru/author_profile.asp?id=647902

Бурцева Людмила Александровна
ФГБОУ ВО «Российский государственный университет туризма и сервиса», Россия, дп. Черкизово
Аспирант кафедры «Сервисного инжиниринга»
E-mail: lyudmilamaksimova@yandex.ru

Теплотехническое проектирование воздухоохладителей кондиционеров

Аннотация. Способность систем кондиционирования качественно выполнять свои задачи по поддержанию нормативных параметров и обеспечению требуемого комфорта в помещениях зависит в значительной степени от правильного определения параметров на этапе

[1] 141221, РФ, Московская обл., Пушкинский район, дачный посёлок Черкизово, улица Главная, 99, факультет «Сервиса», кафедра «Сервисного инжиниринга»

проектирования. Для системы кондиционирования определяющим фактором выступает соответствие ее холодопроизводительности уровню фактических теплопритоков. Имеющая место критика со стороны специалистов методик определения холодопроизводительности кондиционеров без учета эффекта влаговыпадения, применяемых в отечественной практике, заставила авторов более детально исследовать эти вопросы. В работе рассматриваются аспекты определения теплотехнических параметров при кондиционировании, анализируется имеющийся опыт, представлен анализ основных вопросов проектирования, предложены рабочие модели определения рабочих параметров для проектирования воздухоохладителя кондиционера. Подробно разбираются все основные составляющие динамического теплового баланса помещений, определяющие холодопроизводительность системы кондиционирования в условиях теплопритоков через ограждения и теплопоступлений при тепловыделениях объектов и технологических процессов внутри помещений. Отдельно рассматриваются вопросы определения холодопроизводительности для процессов ‘сухого’ и влажного воздуха, причем в последнем случае учитывается динамический баланс парообразной влаги в воздухе помещения. При рассмотрении процессов изменения состояния влажного воздуха в воздухоохладителе кондиционера учитываются также явления изменения фазового состояния влаги - конденсация паров, или влаговыпадения, приводящие к осушению воздуха. Авторами детально рассмотрены вопросы моделирования процессов осушения влажного воздуха в поверхностных воздухоохладителях кондиционера. Разработаны теоретические и численные методы построения рабочей линии процесса в координатах температура - влагосодержание. В пределах рабочих параметров влажного воздуха, имеющих место при кондиционировании, исследовано влияние процессов осушения воздуха на теплотехнические параметры воздухоохладителей, и, прежде всего, на изменение величины холодопроизводительности по сравнению с процессами ‘сухого’ воздуха.

Ключевые слова: система кондиционирования; охладитель воздуха; холодопроизводительность; составляющие теплового баланса при кондиционировании; влажность воздуха; влагосодержание; изменение фазового состояния при конденсации; влаговыпадение; изменение влагосодержания при осушении влажного воздуха; влияние влаговыпадения на тепловую нагрузку и аэродинамическое сопротивление теплообменника

Системы кондиционирования должны комплексно обеспечивать поддержание оптимальных параметров микроклимата в помещениях зданий. Эти задачи наиболее полно решает система центрального кондиционирования. Как правило, функции поддержания параметров воздуха в зданиях распределены между системами вентиляции, отопления и кондиционирования.

Системы вентиляции обеспечивают посредством воздухообмена поддержание требуемой чистоты воздуха. Системы отопления обеспечивают поддержание температуры в помещении в холодное время года, когда температура наружного воздуха ниже температуры воздуха, поддерживаемой в помещениях ($t_H < t_П$, где t_H - температура наружного воздуха; $t_П$ - температура воздуха в помещении), и необходимо предотвращать охлаждение помещений путем компенсации имеющих при этом место теплопотерь. Кондиционирование должно обеспечить поддержание оптимальной температуры внутри помещений в летнее время года, когда температура наружного воздуха выше температуры воздуха, поддерживаемой внутри помещений $(t_H > t_П)$. При этом система кондиционирования должна отводить избыточные тепловыделения и теплопритоки, которые приводят к повышению температуры воздуха внутри

помещений. Дополнительные функции систем вентиляции, отопления и кондиционирования заключаются в управлении влажностью воздуха и очистке воздуха от вредных примесей.

Способность перечисленных систем качественно выполнять свои задачи по поддержанию нормативных параметров и обеспечению требуемого комфорта в помещениях зависит в значительной степени от правильного определения параметров на этапе проектирования. Для системы кондиционирования определяющим фактором выступает соответствие ее холодопроизводительности уровню фактических теплопритоков. В работе рассматриваются важные аспекты определения теплотехнических параметров охладителей воздуха при кондиционировании.

В настоящее время регулярно поднимаются вопросы повышения качества проектирования кондиционеров. В ряде случаев отмечается отсутствие в практике российских фирм учета влияния процессов влаговыпадения на параметры охладителей воздуха при проектировании [1]. Приводятся данные исследований зарубежных фирм, проводятся новые исследования [2]. В то же время, имеется богатый отечественный опыт, обобщенный в работах [3-6]. В настоящей работе представлен анализ основных вопросов проектирования, предложены рабочие модели определения основных рабочих параметров для проектирования воздухоохладителя кондиционера. Повышение качества теплотехнического проектирования способствует повышению энергоэффективности оборудования [7].

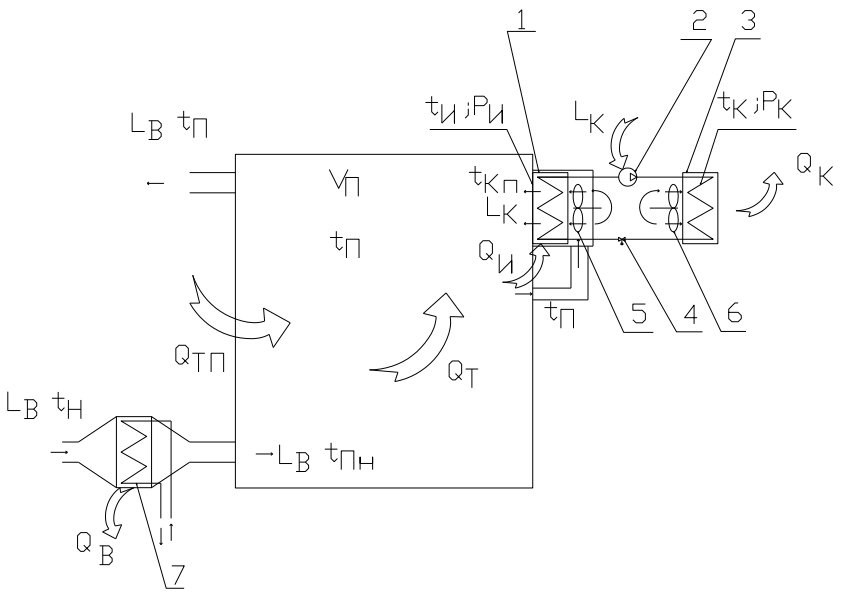
Тепловой баланс помещения при кондиционировании и холодопроизводительность кондиционера

Теплотехническая схема модели кондиционирования воздуха в помещении посредством автономной схемы кондиционирования представлена на рисунке 1.

Технический состав системы включает помещение (или помещения здания целиком), включая все оборудование помещений (мебель, приборы, и др.), а также оборудование системы вентиляции помещений и оборудование системы кондиционирования воздуха. Также в помещениях зданий обычно находятся люди. В зависимости от типа помещений, как правило, в них осуществляются те или иные процессы жизнедеятельности или технологические процессы. В этих процессах происходит поступление энергии в воздух помещений. Отдельные теплопритоки могут поступать извне. Это приводит к повышению температуры воздуха внутри помещений.

Компенсацию теплопоступлений, приводящих к повышению температуры воздуха внутри помещений, обычно осуществляют путем отбора части воздуха из помещения, его охлаждения и возврата снова в помещение. Поступающий в помещение в процессе такой рециркуляции охлажденный воздух смешивается с воздухом помещения, охлаждая его.

Отбираемый из помещения воздух с помощью вентилятора (5) подается на охлаждение в теплообменник (1), представляющий в автономных устройствах испаритель холодильной машины кондиционера.



Экспликация	
поз.	Наименование
1	Испаритель
2	Компрессор
3	Конденсатор
4	Терморегулирующий вентиль
5	Вентилятор испарителя
6	Вентилятор конденсатора
7	Холодильник вентустановки

Рисунок 1. *Расчетно-технологическая схема локального кондиционирования с блочно-модульными установками*

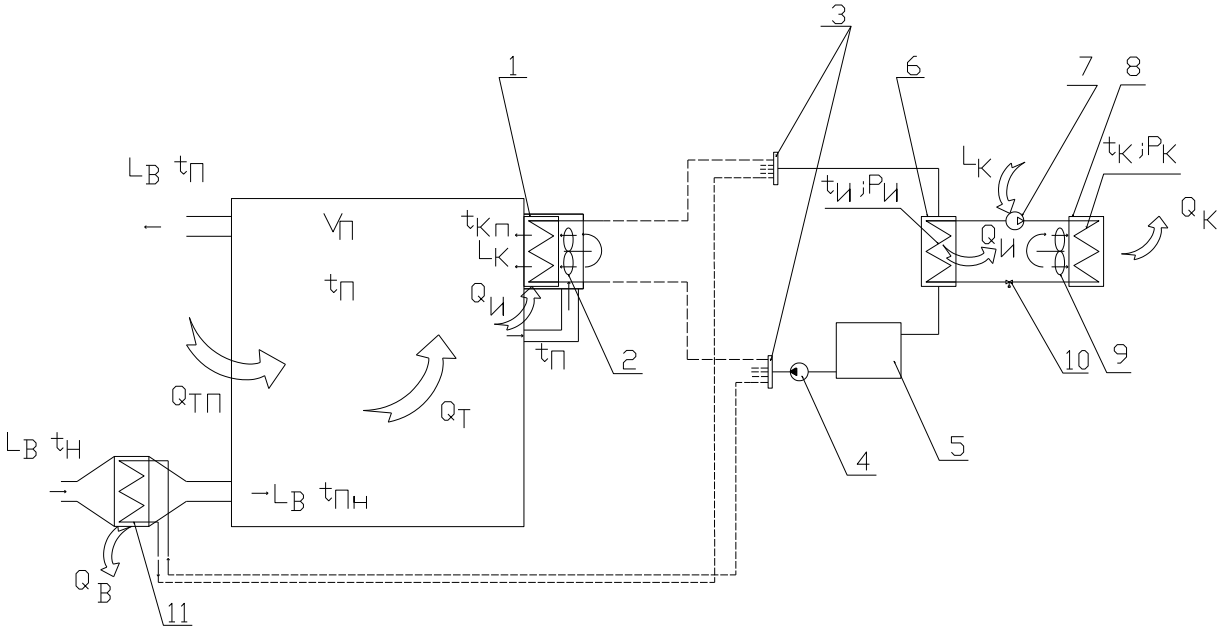
Испаритель (1) и вентилятор (5) входят в состав внутреннего блока блочно-модульного кондиционера (например, сплит-системы) или моноблочного кондиционера. Испаритель (5) связан контуром циркуляции хладоагента с компрессором (2) и конденсатором (3), причем на линии подачи хладоагента из конденсатора в испаритель установлено дроссельное устройство - терморегулирующий вентиль (4), разделяющий стороны высокого и низкого давления в этой части контура. Конденсатор (3) охлаждается вентилятором (6), подающим на теплообменную поверхность наружный воздух. Компрессор (2), конденсатор (3) и вентилятор (6) входят в состав наружного блока блочно-модульного кондиционера. На схеме представлен вариант блочно-модульной сплит-системы. Для моноблочных кондиционеров шкафного типа, устанавливаемых в помещении, отличие схемы состоит лишь в том, что компрессорно-конденсаторный агрегат находится в моноблоке внутри помещения, а подвод и отвод наружного воздуха, охлаждающего конденсатор, производится по специальным воздуховодам, подключаемым к моноблоку. При наличии механической системы общеобменной вентиляции помещений приточный воздух может охлаждаться перед распределением по помещениям в теплообменнике (7) приточной вентиляционной установки. При отсутствии такого теплообменника, или в случае естественной вентиляции, приточный воздух поступает в помещения с параметрами (температура и влажность) наружного воздуха.

На рис. 2 представлена расчетно-технологическая схема модели кондиционирования воздуха в помещении посредством центральной схемы кондиционирования.

В этой схеме все теплообменники, требующие холодоснабжения (теплообменник-воздухоохладитель приточной вентустановки (11), фанкойлы внутренних блоков доводочного

кондиционирования температуры воздуха в помещениях (1)) подключены в контур системы холодоснабжения. Холодоснабжение осуществляется путем подачи промежуточного жидкого теплоносителя (вода, растворы солей, и др.) с помощью насоса (4) системы через распределительный коллектор на вход каждого отдельного теплообменника. Холодоноситель затем поступает в теплообменник-охладитель (6) по обратным трубопроводам через коллектор. Охлажденный теплоноситель из охладителя (6) отводится в резервуар (5), из которого насосом (4) снова подается в теплообменники-доводчики (1) и теплообменник-воздухоохладитель приточной вентустановки (11).

Теплообменник-охладитель холодоносителя (6) представляет испаритель центральной холодильной машины (чиллер), включенный в нее по контуру хладоагента. В состав центральной холодильной парокомпрессионной машины также входит компрессор (7), конденсатор (8) и терморегулирующий вентиль (10). Состав и устройство центральной холодильной машины аналогичны схеме на рис. 1.



Экспликация	
поз.	Наименование
1	Фанкойл
2	Вентилятор фанкойла
3	Коллекторы
4	Насос
5	Резервуар
6	Испаритель
7	Компрессор
8	Конденсатор
9	Вентилятор конденсатора
10	Терморегулирующий вентиль
11	Холодильник вентустановки

Рисунок 2. *Расчетно-технологическая схема центрального кондиционирования с фанкойлами*

Охлаждение конденсатора (8) также производят наружным воздухом, подаваемым вентилятором (9). Отличие состоит в величине холодопроизводительности, которая в центральном кондиционере равна сумме холодопотребления всех подключенных в контур холодоснабжения теплообменников. Также аналогична схема подачи вентиляционного воздуха

в помещения и схема рециркуляции воздуха в фанкойлах - вентиляторных доводчиках - с помощью вентиляторов (2). Также возможно использование эжекционных доводчиков, в которых реализуется несколько иной принцип подачи рециркуляционного воздуха. В эжекционных доводчиках используется принцип струйного насоса, а не вентилятор, как в фанкойлах.

Приводимый далее анализ составляющих теплового баланса носит достаточно общий характер и актуален для любых схем кондиционирования, включая центральное кондиционирование.

Источниками теплопритоков в помещения, за исключением вентиляционных, являются теплопритоки от приборов, предметов, технологических процессов внутри помещений. Структура теплового баланса системы и составляющие математической модели теплообмена в системе представлены на рис. 3. Здесь учитываются только основные определяющие составляющие.

Опустив промежуточные преобразования, уравнение нестационарного теплового баланса помещения при кондиционировании можно представить в окончательном виде:

$$\left(1+f\right)\cdot\left(C\cdot\rho\right)_{\text{В}}\cdot V_{\text{П}}\cdot\frac{dt_{\text{П}}}{d\tau}=Q_{\text{ТП}}+\sum_{\text{j}}Q_{\text{j}}+\sum_{\text{i}}Q_{\text{ТЕХНi}}+Q_{\text{ВЕН}}-Q_{\text{ОК}}, \qquad (1)$$

где:

$f=\dfrac{\sum_{\text{j}}\left(C\cdot m\right)_{\text{j}}\cdot dt'_{\text{j}}}{\left(C\cdot\rho\right)_{\text{В}}\cdot V_{\text{П}}\cdot dt_{\text{П}}}$ - функция отношения теплоемкостей системы, показывающая отношение суммы теплоемкостей всех объектов внутри помещения к теплоемкости воздуха;

$\left(C\cdot\rho\right)_{\text{В}}$ - произведение массовой теплоемкости (Дж/(кг·°С)) и плотности воздуха (кг/м^3), Дж/(м^3·°С), т.е. объемная теплоемкость воздуха;

$V_{\text{П}}$ - объем помещения, м^3;

$t_{\text{П}}$ - температура воздуха в помещении, °С;

$Q_{\text{ТП}}$ - тепловая мощность теплопритоков через наружные ограждения (стены и перекрытия) в помещение, Вт;

$\sum_{\text{j}}Q_{\text{j}}$ - сумма тепловыделений внутри объектов, Вт;

$\sum_{\text{i}}Q_{\text{ТЕХНi}}$ - сумма теплопритоков, обусловленных протекающими в помещениях технологическими процессами, Вт;

$Q_{\text{ВЕН}}$ - теплопритоки или теплоотведение, обусловленные вентиляционным воздухообменом в помещении, Вт;

$Q_{\text{ОК}}$ - теплоотведение, производимое посредством охлаждения воздуха в воздухоохладителе (испаритель в автономном кондиционере или доводчик (эжекционный или

вентиляторный - фанкойл) в системе центрального кондиционирования) кондиционера (см. поз. 1 на рис. 1 или на рис. 2 соответственно), Вт.

Структура теплового баланса в помещении при кондиционировании воздуха

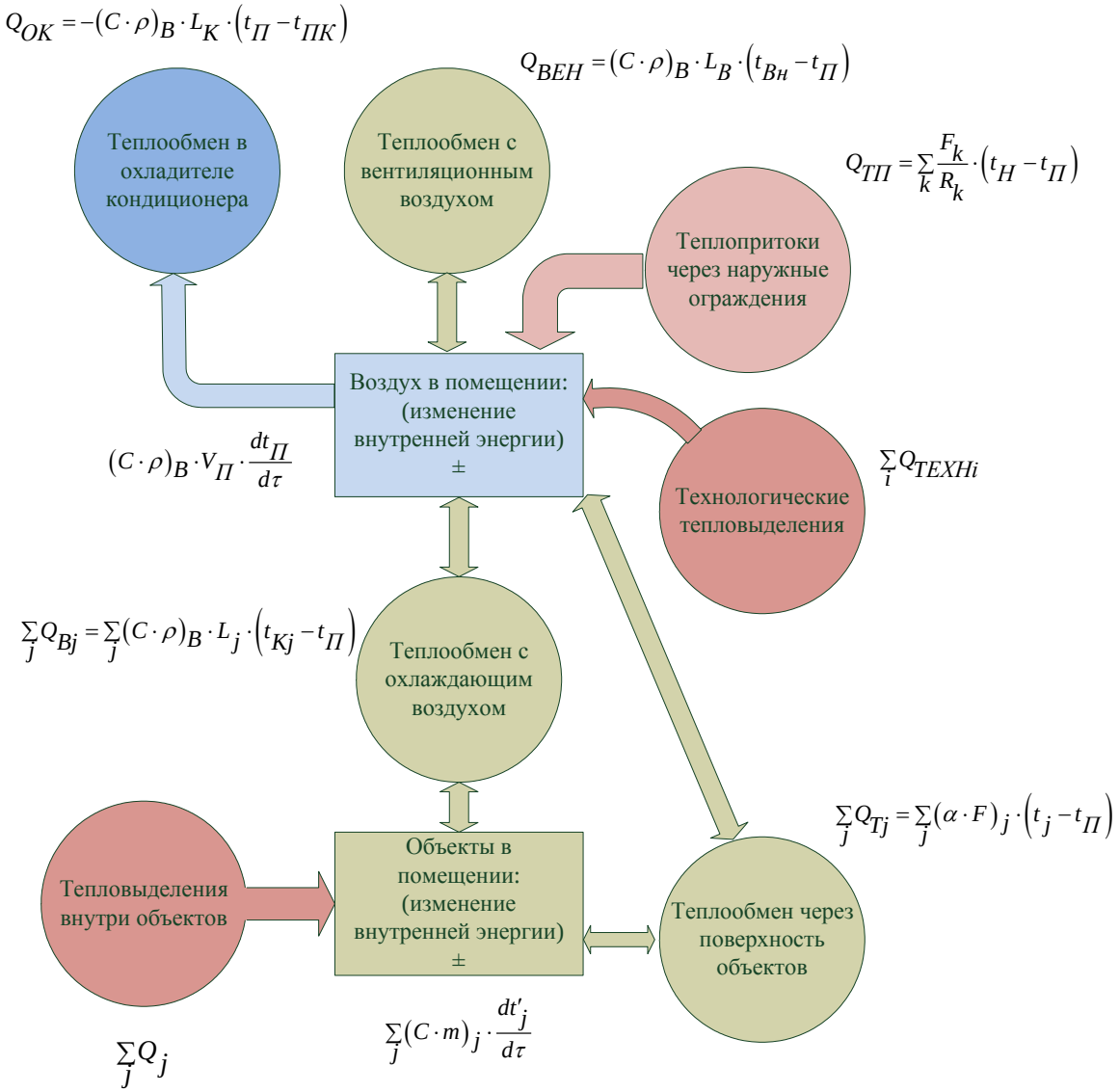


Рисунок 3. *Структура теплового баланса помещения при кондиционировании*

Уравнение (1) отражает только основные составляющие теплопоступлений, которые определяют величину холодопроизводительности. Дополнительными источниками теплопоступлений могут быть теплопоступления от потока солнечного света, который может вызывать нагревание помещений при прямой инсоляции через оконные проемы, или за счет нагревания наружных стен и перекрытий прямым солнечным светом. Также это могут быть поступления тепла через наружные ограждения помещений от людей и предметов, пресекающих границы наружных ограждений и от неорганизованных притоков наружного воздуха, которые эпизодически могут проникать внутрь при открытии дверных и оконных проемов. Эти составляющие в значительной степени нерегулярны и не определяют величину тепловой нагрузки, но могут быть учтены. Это не нарушает общность выводов.

Уравнение (1) позволяет определить холодопроизводительность системы в процессе поддержания температуры воздуха в любой момент времени, что дает возможность затем

определить затраты энергии, которая необходима для производства холода. Уравнение также позволяет анализировать переходные процессы, которые могут иметь место при кондиционировании. В качестве примера можно назвать циклические процессы включения-выключения, характерные при регулировании для многих систем кондиционирования.

Составляющие модели (1) более подробно разобраны в таблице 1.

Таблица 1

Составляющие модели кондиционирования в помещении

№ п/п	Формула	Составляющие формулы
1	$Q_{\text{ТП}} = \sum_{\text{k}} \frac{F_{\text{k}}}{R_{\text{k}}} \cdot \left(t_{\text{Н}} - t_{\text{П}}\right)$ - тепловая мощность теплопритоков через наружные ограждения (стены и перекрытия) в помещение, Вт.	$Q_{\text{ТП}}$ - теплопритоки через наружные ограждения, Вт; F_{k} - площадь поверхности элемента ограждающей конструкции, м^2; R_{k} - термическое сопротивление элемента ограждающей конструкции, $\frac{\text{м}^2 \cdot {}^{\text{o}}\text{C}}{\text{Вт}}$; $t_{\text{Н}}$ - температура наружного воздуха, ${}^{\text{o}}\text{C}$; $t_{\text{П}}$ - температура воздуха внутри помещения (текущая), ${}^{\text{o}}\text{C}$.
2	$Q_{\text{ВЕН}} = L_{\text{В}} \cdot (\rho \cdot C)_{\text{В}} \cdot \left(t_{\text{Пв}} - t_{\text{Пн}}\right)$ - теплопритоки или теплоотведение, обусловленные вентиляционным воздухообменом в помещении при ‘сухом’ воздухе, Вт. или $Q_{\text{ВЕН}} = L_{\text{В}} \cdot \rho_{\text{В}} \cdot \left(I_{\text{Пв}} - I_{\text{Пн}}\right)$ - теплопритоки или теплоотведение, обусловленное вентиляционным воздухообменом в помещении при влажном воздухе, Вт.	$Q_{\text{ВЕН}}$ - теплопритоки или теплоотведение, обусловленные вентиляционным воздухообменом в помещении, Вт; $L_{\text{В}}$ - величина вентиляционного воздухообмена, $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$; $t_{\text{Пн}}$ - температура воздуха, удаляемого при вентиляции из помещения (принимается равным температуре воздуха в помещении), ${}^{\text{o}}\text{C}$; $t_{\text{Пв}}$ - температура поступающего вентиляционного воздуха, ${}^{\text{o}}\text{C}$; $I_{\text{Пв}}$ - энтальпия влажного вентиляционного приточного воздуха, поступающего в помещения, Дж/кг ‘сухого’ воздуха; $I_{\text{Пн}}$ - энтальпия влажного вентиляционного воздуха, удаляемого из помещения, Дж/кг ‘сухого’ воздуха.

№ п/п	Формула	Составляющие формулы
3	$Q_{\text{ОК}} = L_{\text{К}} \cdot (C \cdot \rho)_{\text{В}} \cdot (t_{\text{Пн}} - t_{\text{Пк}})$ - теплоотведение, производимое посредством охлаждения ‘сухого’ воздуха в воздухоохладителе кондиционера.	$L_{\text{К}}$ - объем воздуха, прокачиваемый для охлаждения воздуха через холодильник кондиционера, $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$; $t_{\text{Пн}}$ - температура, с которой воздух поступает из помещения в воздухоохладитель кондиционера, $^{\text{o}}\text{C}$; $t_{\text{Пк}}$ - температура, с которой охлажденный в воздухоохладителе кондиционера воздух возвращается в помещение, $^{\text{o}}\text{C}$.
4	$Q_{\text{ОК}} = L_{\text{К}} \cdot \rho_{\text{В}} \cdot (I_{\text{Пн}} - I_{\text{Пк}})$ - теплоотведение, производимое посредством охлаждения влажного воздуха в воздухоохладителе кондиционера.	$I_{\text{Пн}}$ - энтальпия влажного воздуха, поступающего из помещения в воздухоохладитель кондиционера, Дж/кг ‘сухого’ воздуха; $I_{\text{Пк}}$ - энтальпия влажного воздуха, который возвращается в помещение из воздухоохладителя кондиционера, Дж/кг ‘сухого’ воздуха.
5	$I = C_{\text{в}} \cdot t + d \cdot (C_{\text{п}} \cdot t + r_{\text{п}})$ - функция энтальпии влажного воздуха, отнесенная к единице веса сухого воздуха, Дж/кг ‘сухого’ воздуха.	$C_{\text{в}} = 1005 \ \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot {}^{\text{o}}\text{C}}$ - теплоемкость ‘сухого’ воздуха; $C_{\text{п}} = 1800 \ \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot {}^{\text{o}}\text{C}}$ - теплоемкость водяного пара; $r_{\text{п}} = 2500 \cdot 10^3 \ \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$ - скрытая теплота парообразования воды; d - влагосодержание, кг/кг сухого воздуха; t - температура влажного воздуха, $^{\text{o}}\text{C}$.
6	$d = \frac{\mu_{\text{п}}}{\mu_{\text{в}}} \cdot \frac{\Pi}{\Pi - p_{\text{п}}}$ - функция влагосодержания влажного воздуха от давления смеси и парциального давления водяного пара. Парциальное давление водяного пара во влажном воздухе не может превышать давление насыщенных паров при температуре влажного воздуха: $p_{\text{п}} \le p_{\text{н.п.}}(t)$.	$\mu_{\text{п}}$, $\mu_{\text{в}}$ - молекулярные веса воздуха и воды, кг/кмоль; Π - давление влажного воздуха, Па; $p_{\text{п}}$ - парциальное давление водяного пара во влажном воздухе, Па; $p_{\text{н.п.}}(t)$ - функция давления насыщенных паров воды от температуры, Па.

Теплоотведение в воздухоохладителе кондиционера определяется величиной изменения внутренней энергии воздуха, рециркулирующего из помещения через воздухоохладитель кондиционера (см. поз. 1 на рис. 1 или на рис. 2 соответственно) снова в помещение. Воздух, пропускаемый через охладитель, выступает в качестве теплоносителя, при охлаждении которого из системы выводятся избыточные теплопоступления, не допуская, таким образом, повышения температуры воздуха в помещении. При охлаждении ‘сухого’ воздуха изменение

внутренней энергии, связанное только с охлаждением без фазовых превращений, можно рассчитать по формуле, см. строка 3 табл. 1. При охлаждении влажного воздуха, когда возможно протекание процессов конденсации влаги на поверхности и в каналах воздухоохладителя, и, поэтому может иметь место энергообмен при фазовых превращениях, изменение внутренней энергии рассчитывают по другой формуле, см. строки 4 и 5 табл. 1. При этом кроме теплоты охлаждения потока влажного воздуха дополнительно выделяется теплота конденсации, что при больших количествах конденсируемых паров приводит к заметному увеличению нагрузки на контур охлаждения воздуха. При одновременном охлаждении и осушении воздуха изменение внутренней энергии учитывается с помощью функции энтальпии влажного воздуха. В общем виде изменение удельной, т.е. отнесенной к единице массы ‘сухого’ воздуха, энтальпии влажного воздуха при охлаждении имеет вид:

$$\Delta I = I_1 - I_2 = \left(C_{\text{в}} + d_1 \cdot C_{\text{п}}\right) \cdot \left(t_1 - t_2\right) + \left(d_1 - d_2\right) \cdot \left(C_{\text{п}} \cdot t_2 + r_{\text{п}}\right) \qquad (2)$$

При охлаждении влажного воздуха происходит снижение температуры $\left(t_1 > t_2\right)$ воздуха, а при одновременном влаговыпадении - осушении - происходит также снижение влагосодержания $\left(d_1 > d_2\right)$. В этом случае в формуле (2) второе слагаемое отлично от нуля. Это слагаемое учитывает выделение скрытой теплоты конденсации при влаговыпадении. Величина влагосодержания ограничена по величине и невелика (обычно находится в диапазоне 5…50 г/кг), поэтому часто дополнительным увеличением теплоемкости влажного воздуха $\left(C_{\text{влажн. воз.}} = C_{\text{в}} + d_1 \cdot C_{\text{п}}\right)$ по сравнению с ‘сухим’ часто можно пренебречь.

В любом случае уравнения для определения $Q_{\text{ОК}}$ (строки 3 и 4 табл. 1) определяют величину холодопроизводительности холодильной машины автономного кондиционера или доводчика системы центрального кондиционирования. При установившемся режиме из (1) также следует другая формула для расчета холодопроизводительности кондиционера:

$$Q_{\text{ОК}} = Q_{\text{ТП}} + \sum_{\text{j}} Q_{\text{j}} + \sum_{\text{i}} Q_{\text{ТЕХНi}} + Q_{\text{ВЕН}} \qquad (3)$$

Эта формула показывает, что холодопроизводительность воздухоохладителя кондиционера фактически равна сумме всех теплопритоков в систему, что позволяет осуществлять компенсацию этих теплопритоков, поддерживая температуру воздуха в помещении на определенном уровне. Формулы для определения тепла охлаждения воздуха (строки 3 и 4 табл. 1) и формулу (3) используют для получения уравнения, из которого определяют рабочие параметры воздухоохладителя, например, расход воздуха в воздухоохладителе.

Холодопроизводительность воздухоохладителя приточной вентустановки системы механической вентиляции (см. поз. 7 на рис. 1) при его наличии в системе можно рассчитать по формуле:

$$Q_{\text{ХПВУ}} = L_{\text{В}} \cdot \rho_{\text{В}} \cdot C_{\text{В}} \cdot \left(t_{\text{Н}} - t_{\text{Пв}}\right) = L_{\text{В}} \cdot \rho_{\text{В}} \cdot \left(I_{\text{Н}} - I_{\text{Пв}}\right) \qquad (4)$$

Охлаждение воздуха в приточной установке осуществляют, если забираемый с улицы воздух имеет температуру, превышающую температуру в помещении.

Считая температуру воздуха в помещении в установившемся режиме равной ее нормативному значению, можно, используя уравнение для $Q_{\text{ОК}}$ на основе формул (3) и зависимости в стр. 3 или 4 табл. 1, получить формулу для определения необходимого расхода воздуха через воздухоохладитель кондиционера:

$$L_{\text{К}} = \frac{Q_{\text{ТП}} + \sum_{\text{j}} Q_{\text{j}} + \sum_{\text{i}} Q_{\text{ТЕХНi}} + Q_{\text{ВЕН}}}{(C \cdot \rho)_{\text{В}} \cdot \left(t_{\text{Пн}} - t_{\text{Пк}}\right)} = \frac{Q_{\text{ТП}} + \sum_{\text{j}} Q_{\text{j}} + \sum_{\text{i}} Q_{\text{ТЕХНi}} + Q_{\text{ВЕН}}}{\rho_{\text{В}} \cdot \left(I_{\text{Пн}} - I_{\text{Пк}}\right)} \quad (5)$$

Вторая часть формулы (5) справа применяется при расчете процесса охлаждения влажного воздуха, а первая - при расчете охлаждения ‘сухого’ воздуха. При расчете параметры воздуха, поддерживаемые в помещении, и параметры приточного воздуха считаются заданными. Также задают температуру воздуха, поступающего в помещение после охлаждения в кондиционере. Температура воздуха, поступающего в помещение из кондиционера, может быть ниже температуры воздуха в помещении на величину, не превышающую установленный санитарно-гигиеническими нормами предел (7-15°C). Влажность воздуха, поступающего из кондиционера в помещение, в установившемся режиме надо определять из уравнения материального баланса водяных паров в воздухе помещения:

$$d_{\text{Пк}} = \frac{d_{\text{Пн}} \cdot \left(L_{\text{в}} + L_{\text{к}}\right) \cdot \rho_{\text{в}} - d_{\text{Пв}} \cdot L_{\text{в}} \cdot \rho_{\text{в}} - g_{\text{п}}}{L_{\text{к}} \cdot \rho_{\text{в}}}, \quad (6)$$

где:

$d_{\text{Пв}}$, $d_{\text{Пн}}$, $d_{\text{Пк}}$ - влагосодержания приточного вентиляционного воздуха, воздуха в помещении и воздуха, поступающего в помещение из охладителя кондиционера, кг/кг;

$g_{\text{п}}$ - поступление в воздух помещения водяных паров, кг/с.

Энтальпия воздуха после охладителя кондиционера $I_{\text{Пк}}$, входящая в (5), зависит от параметров воздуха, т.е. влагосодержания $d_{\text{Пк}}$ и температуры $t_{\text{Пк}}$, поэтому получить формулу для вычисления расхода воздуха через воздухоохладитель кондиционера, удовлетворяющего уравнениям материально-энергетического баланса при охлаждении влажного воздуха в кондиционере, можно после подстановки (6) в (5) с учетом (2) и разрешения уравнения относительно расхода:

$$L_{\text{К}} = \frac{Q_{\text{ТП}} + \sum_{\text{j}} Q_{\text{j}} + \sum_{\text{i}} Q_{\text{ТЕХНi}} + Q_{\text{ВЕН}} - \left[\rho_{\text{В}} \cdot L_{\text{В}} \cdot \left(d_{\text{ПВ}} - d_{\text{ПН}}\right) + g_{\text{П}}\right] \cdot \left(C_{\text{П}} \cdot t_{\text{Пк}} + r_{\text{П}}\right)}{\rho_{\text{В}} \cdot \left(C_{\text{в}} + d_{\text{Пн}} \cdot C_{\text{п}}\right) \cdot \left(t_{\text{Пн}} - t_{\text{Пк}}\right)} =$$

$$= \frac{Q_{\text{ТП}} + \sum_{\text{j}} Q_{\text{j}} + \sum_{\text{i}} Q_{\text{ТЕХНi}} + \rho_{\text{в}} \cdot L_{\text{в}} \cdot \left(C_{\text{в}} + d_{\text{Пв}} \cdot C_{\text{п}}\right) \cdot \left(t_{\text{Пв}} - t_{\text{Пн}}\right)}{\rho_{\text{В}} \cdot \left(C_{\text{в}} + d_{\text{Пн}} \cdot C_{\text{п}}\right) \cdot \left(t_{\text{Пн}} - t_{\text{Пк}}\right)} + \quad (7)$$

$$+ \frac{\rho_{\text{в}} \cdot L_{\text{в}} \cdot C_{\text{п}} \cdot \left(d_{\text{Пв}} - d_{\text{Пн}}\right) \cdot \left(t_{\text{Пн}} - t_{\text{Пк}}\right) - g_{\text{п}} \cdot \left(C_{\text{П}} \cdot t_{\text{Пк}} + r_{\text{П}}\right)}{\rho_{\text{В}} \cdot \left(C_{\text{в}} + d_{\text{Пн}} \cdot C_{\text{п}}\right) \cdot \left(t_{\text{Пн}} - t_{\text{Пк}}\right)}$$

Определив величину расхода $L_{\text{К}}$ по (7), можно затем вычислить влагосодержание после воздухоохладителя $d_{\text{Пк}}$ по (6). Таким образом, вычисления при расчете процессов тепломассообмена во влажном воздухе значительно усложняются. Сложности возникают не только при определении балансовых уравнений, но и в дальнейшем при определении размеров теплообменника.

Величина холодопроизводительности является исходной для определения всех теплотехнических параметров кондиционера, включая параметры холодильной машины, компрессора, теплообменников и вентиляторов.

Учет влияния тепломассобменных процессов влажного воздуха на рабочие параметры кондиционера

Примерная оценка влаговыделений в форме водяного пара и выделений углекислого газа в помещениях гражданских зданиях, которые связаны исключительно с пребыванием людей, основаны на параметрах дыхания, см. усредненный состав газовых смесей при дыхании (табл. 2) и усредненные параметры дыхания взрослого человека в состоянии спокойной работы (табл. 3) [8]. Минутное количество водяного пара, выделяемого при выдохе, определяется по формуле:

$$G_{H_2O}^{мин} = ЧД \cdot ДО \cdot \left(a_{H_2O}^{выдох} - a_{H_2O}^{вдох}\right) \cdot \rho_{H_2O}^{нфу} = 16 \cdot 500 \cdot \left(0,06 - 0,005\right) \cdot 0,804 = 353,8 \text{ мг/мин (22,1 мг/выдох)}, \quad (8)$$

где:

$a_{H_2O}^{вдох}$ - объемная доля водяного пара во вдыхаемом воздухе (0,005; 0,5%);

$a_{H_2O}^{выдох}$ - объемная доля водяного пара в выдыхаемом воздухе (0,06; 6%).

При эксплуатации помещений в процессе жизнедеятельности возможны также иные источники поступления водяного пара в воздух помещений.

Количество выделяемого углекислого газа при спокойном дыхании взрослого человека оценивается величиной:

$$G_{CO_2}^{мин} = ЧД \cdot ДО \cdot a_{CO_2}^{выдох} \cdot \rho_{CO_2}^{нфу} = 16 \cdot 500 \cdot 0,04 \cdot 1,964 = 628,5 \text{ мг/мин (39,3 мг/выдох)}.$$

Величина необходимого воздухообмена для поддержания необходимой чистоты воздуха в помещениях определяется в зависимости от величины скорости поступления загрязняющих примесей в воздух помещений, предельно-допустимой концентрации загрязнителя и его содержания в наружном воздухе, которым, как правило, замещают загрязненный воздух в помещениях при вентиляции.

Таблица 2

Состав газовых смесей при дыхании

Газ	Вдыхаемый воздух, %	Выдыхаемый воздух, %
Кислород O_2	20,85	16,00
Азот N_2	78,62	74,00
Углекислый газ CO_2	0,03	4,00
Водяной пар H_2O	0,50	6,00

Таблица 3

Параметры дыхания человека

Наименование параметра	Единица измерения	Значение параметра
Дыхательный объем (ДО)	мл	500
Частота дыхания (ЧД)	1/мин	12-20
Минутный объем дыхания (МОД)	л/мин	6-7

Необходимый воздухообмен можно определить по формуле:

$$Q \geq \frac{g_j}{ПДК_j - C_{Hj}} = 60 \cdot \frac{g_j}{\left(\frac{\mu}{V_\mu^н}\right) \cdot \left(ppm_j^{ПДК} - ppm_j^н\right)}, \quad (9)$$

где:

Q - требуемый воздухообмен, м^3/час;

g_j - интенсивность газовыделения, мг/мин;

$ppm_j^{ПДК}$, $ppm_j^н$ - объемное содержание вредного компонента газовой смеси, частей на миллион;

μ - молекулярная масса компонента, г/моль (кг/кмоль);

$V_\mu^н$ - соответствующий объем компонента при нормальных условиях, 22,4 л/моль (м^3/кмоль).

При отсутствии других вредных газообразных и аэрозольных примесей в воздухе помещений гражданских зданий необходимый воздухообмен определяют по углекислому газу, который поступает и накапливается в воздухе помещений в процессе дыхания людей или животных. Предельное содержание углекислого газа в офисных и жилых помещениях не должно превышать 1000 ppm. Эта величина принимается большинством зарубежных и отечественных специалистов в качестве ПДК. В стандарте АВОК СТАНДАРТ - 12002 «Здания жилые и общественные. Нормы воздухообмена» (М.: АВОК-ПРЕСС, 2002) [9] также принимаются близкие предельные значения. При содержании углекислого газа в наружном воздухе 350 ppm, что по стандарту соответствует сельской местности, необходимый воздухообмен составит не менее 30 м^3/час на человека. При содержании углекислого газа в наружном воздухе 650 ppm, что, согласно стандарту, соответствует атмосфере большого города, необходимый воздухообмен составит не менее 60 м^3/час на человека. Вычисления выполнены по формуле (9) при выделении углекислого газа одним человеком в количестве 650 мг/мин. Таким образом, минимально необходимый по CO_2 воздухообмен находится в диапазоне 30…60 м^3/(час на 1 человека).

Например, при работе вентиляции с воздухообменом 30 м^3/(час на 1 человека), температуре вентиляционного воздуха 20°С, концентрации углекислого газа CO_2 в наружном воздухе 350ppm ($6{,}328 \cdot 10^{-4}$ кг/м^3), относительной влажности поступающего в помещение вентиляционного воздуха 50% (влагосодержание 7,26 г/кг) при рассчитанных выше поступлениях углекислого газа и водяного пара в воздух помещения при дыхании в помещении установится концентрация углекислого газа 1049,19 ppm ($1{,}89 \cdot 10^{-3}$ кг/м^3) и влагосодержание 7,86 г/кг (54%), причем содержание других газообразных компонентов воздуха понизится. Концентрация кислорода при этом понизится не только за счет замещения водяным паром и углекислым газом, но и вследствие его потребления при дыхании (457,3 мг/мин на 1 человека). Влагосодержание воздуха возрастает на 8,26%, а концентрация углекислого газа - в 2,998 раза.

При охлаждении влажного воздуха процесс конденсации влаги становится возможным, если воздух охлаждается ниже температуры точки росы. При температуре точки росы водяные пары, содержащиеся в воздухе, достигают состояния насыщения, при котором парциальное давление паров равно давлению насыщенных паров при этой температуре, т.е. уравнение для

определения температуры точки росы в зависимости от парциального давления или влагосодержания имеет вид:

$$p_{\text{п}} = \frac{\Pi \cdot d}{\frac{\mu_{\text{п}}}{\mu_{\text{в}}} + d} = p_{\text{н.п.}}\left(t_{\text{т.р.}}\right) \tag{10}$$

Зависимость температуры точки росы от влагосодержания представлено на графике, см. рис. 4.

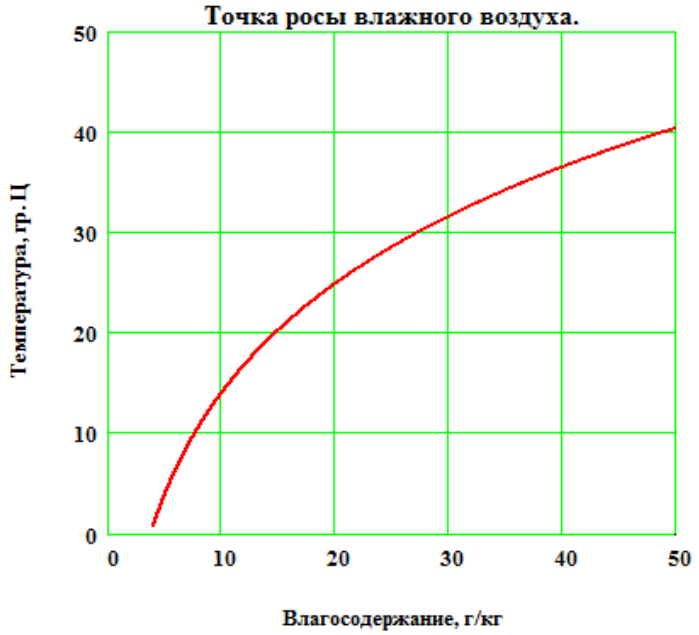


Рисунок 4. *Зависимость точки росы влажного воздуха от влагосодержания при атмосферном давлении 760 мм.рт.ст.*

При охлаждении в поверхностных воздухоохладителях, к которым относятся пластинчато-ребристые теплообменники кондиционеров, воздух, двигаясь в каналах между пластинами, охлаждается неравномерно по сечению. Температура воздуха у стенки приближается к температуре стенки, поэтому конденсация влаги на поверхности может начаться, если температура стенки становится ниже точки росы. В этом случае имеет место поверхностное влаговыпадение - на каплях или пленке, образующихся на стенке. В случае снижения температуры в ядре потока (вдали от стенки, или по центру канала) ниже точки росы начинается процесс влаговыпадения в объеме движущегося влажного воздуха: образуется туман.

Следовательно, критерием возможного влаговыпадения являются неравенства: $t_{\text{ст}} \le t_{\text{т.р.}}$ - при начале поверхностной конденсации; $t_{\text{я.п.}} \le t_{\text{т.р.}}$ - при начале туманообразования. В соответствии с графиком на рис. 4 в диапазоне влагосодержаний, характерных для влажного воздуха, не требуется сильное охлаждение поверхности, или влажного воздуха. Обычно поверхностное влаговыпадение начинается раньше, т.к. температура воздуха у поверхности скорее становится ниже точки росы, чем температура воздуха в потоке. При протекании конденсации мы имеем дело с одновременным протеканием процессов теплообмена и массообмена. Такие процессы принять называть процессами тепломассообмена.

Чтобы исследовать процессы влаговыпадения и его влияния на тепловую нагрузку и аэродинамическое сопротивление поверхностных воздухоохладителей кондиционеров, рассмотрим теоретические аспекты этих явлений. Материальный и энергетический баланс влажного воздуха, связанный с изменением его состояния, для дифференциально малого участка поверхности теплопередачи (стенки) теплообменника - воздухоохладителя в направлении движения влажного воздуха в теплообменнике можно записать в виде:

$$\begin{cases} d\left(G_{\text{в}} \cdot I\right) = -\alpha \cdot \left(t - t_{\text{ст}}\right) \cdot dF \\ d\left(G_{\text{в}} \cdot x\right) = -\beta \cdot \left(x - x_{\text{ст}}\right) \cdot dF \\ dG_{\text{в}} = 0 \\ G_{\text{вп}} = G_{\text{в}} + G_{\text{п}} \\ x = \dfrac{G_{\text{п}}}{G_{\text{в}}} \\ I = C_{\text{в}} \cdot t + x \cdot \left(C_{\text{п}} \cdot t + r_{\text{п}}\right) \end{cases}, \qquad (11)$$

где:

$G_{\text{в}}$, $G_{\text{п}}$, $G_{\text{вп}}$ - массовые расходы сухого воздуха и водяного пара в теплообменнике, кг/с;

I - удельная энтальпия влажного воздуха, Дж/кг сухого воздуха;

x, $x_{\text{ст}}$ - паросодержание в ядре потока и у стенки, кг/кг сухого воздуха;

t, $t_{\text{ст}}$ - температура влажного воздуха в ядре потока и у стенки, ^{o}C;

$C_{\text{в}}$, $C_{\text{п}}$ - удельная массовая теплоемкость сухого воздуха и водяного пара, Дж/(кг·^{o}C);

$r_{\text{п}}$ - скрытая удельная теплота парообразования воды, Дж/кг;

α - коэффициент теплоотдачи от потока к стенке, Вт/(м^2·^{o}C);

β - коэффициент массоотдачи из потока к поверхности раздела фаз, кг/(м^2·с);

dF - элемент поверхности тепломассообмена, м^2.

Расход влажного воздуха в (11) представлен суммой расходов сухого воздуха и пара. Массовый расход сухого воздуха остается неизменным в процессе. Количество пара в потоке может уменьшаться при влаговыпадении. Паросодержание в потоке имеет такой же физический смысл, что и влагосодержание. Однако понятие влагосодержания применяют для характеристики равновесных состояний влажного воздуха и чаще всего измеряют в единицах г/кг сухого воздуха, а паросодержание в потоке мы используем в динамической системе - движущемся потоке влажного воздуха, измеряя его единицей кг/кг сухого воздуха. Значение паросодержания может отличаться от равновесного в относительном движении пара и сухого воздуха, представляющего собой газовую смесь. Действительно, при протекании процессов конденсации у стенки на поверхности пленки или капель имеет место значительная неравновесность, обусловленная направленным движением водяного пара к поверхности раздела фаз, которое является относительным по отношению к движущемуся воздуху. Вблизи границы раздела наблюдается резкое изменение концентрации водяных паров, поскольку их

количество уменьшается из-за конденсации - часть паров становится жидкостью и переходит в жидкую фазу. Первые два уравнения отражают тепловой - первое уравнение - и материальный - второе уравнение - баланс в системе. Левая часть первого уравнения отражает уменьшение внутренней энергии влажного воздуха при охлаждении и конденсации влаги на дифференциально малом участке поверхности теплообмена. Правая часть первого уравнения описывает тепломассообмен: коэффициент теплоотдачи включает в себя учет тепла, переносимого к поверхности раздела фаз конденсирующимся паром, как будет показано ниже. Согласно закону теплоотдачи, тепловой поток пропорционален разности температур в ядре потока и у стенки, и площади теплопередачи. Левая часть второго уравнения отражает уменьшение количества пара при осушении влажного воздуха путем конденсации. Правая часть второго уравнения описывает массообмен. Согласно закону массоотдачи поток конденсирующегося пара пропорционален разности паросодержаний в ядре потока и у стенки, также площади раздела фаз, причем в качестве коэффициента пропорциональности выступает коэффициент массоотдачи. Мы делаем допущение о равенстве площадей поверхностей теплопередачи (стенки) и раздела фаз для массообмена (при пленочной конденсации это наиболее справедливо). Если поделить первое уравнение на второе почленно, получим уравнение:

$$\frac{dI}{dx} = \frac{\alpha \cdot \left(t - t_{\text{ст}}\right)}{\beta \cdot \left(x - x_{\text{ст}}\right)} \tag{12}$$

В случае значительного различия площадей поверхности теплообмена и раздела фаз, надо учесть этот фактор введением в уравнения коэффициента, показывающего отношение площади поверхности раздела фаз к площади поверхности теплопередачи $\left(f_{\text{р.ф.}} = \frac{F_{\text{р.ф.}}}{F_{\text{то}}} \right)$, этот коэффициент может быть переменным, меньше 1 или значительно превышать 1, например, при конденсации на поверхности или в потоке тонкодисперсной жидкой фазы. Учет этого фактора - отдельно стоящая задача при исследовании явлений массообмена в системе. Уравнение (12) показывает, что тангенс угла наклона рабочей линии процесса осушения в (*I-d*) - диаграмме равен отношению скоростей процесса теплообмена и массообмена. Полная производная энтальпии, в левой части (12), имеет вид:

$$\frac{dI}{dx} = \left(C_{\text{в}} + C_{\text{п}} \cdot x\right) \cdot \frac{dt}{dx} + \left(C_{\text{п}} \cdot t + r_{\text{п}}\right) \tag{13}$$

Приведем без промежуточных преобразований вид формулы для расчета коэффициента теплоотдачи при тепломассообмене, который включает в себя учет переноса неявного тепла конденсирующегося пара к поверхности теплопередачи:

$$\alpha = \alpha_o \cdot \left(1 + \left(C_{\text{п}} \cdot t + r_{\text{п}}\right) \cdot \frac{\beta \cdot \left(x - x_{\text{ст}}\right)}{\alpha_o \cdot \left(t - t_{\text{ст}}\right)}\right), \tag{14}$$

где:

α_o - коэффициент теплоотдачи, определенный без учета сопряженного переноса массы и неявного тепла, т.е. коэффициент ‘сухой’ теплоотдачи, Вт/(м$^{2\cdot}$°С).

Практически α_o учитывает часть тепла, называемого явным, которое связано с конвективным охлаждением воздуха. Второе слагаемое (14) учитывает как раз перенос

неявного тепла, сопряженного с переносом массы конденсирующегося пара и выделением соответствующей скрытой теплоты парообразования. Выражение в скобках в (14) называют коэффициентом влаговыпадения. Значение коэффициента при влаговыпадении больше 1, и он показывает, во сколько раз увеличивается коэффициент теплоотдачи при тепломассотдаче, или - во сколько раз возрастает тепловой поток при дополнительном выделении скрытой теплоты парообразования при конденсации (неявного тепла) по отношению к составляющей теплового потока, связанной с теплотой охлаждения воздуха (явное тепло).

После подстановки (13) и (14) в (12), опуская промежуточные выкладки, получим уравнение:

$$\frac{1}{\left(C_{\text{в}}+C_{\text{п}}\cdot x\right)}\cdot\frac{dx}{dt}=\frac{\beta\cdot\left(x-x_{\text{ст}}\right)}{\alpha_o\cdot\left(t-t_{\text{ст}}\right)}\cdot f_{\text{р.ф.}} \tag{15}$$

Уравнение (15) определяет ход рабочей линии процесса в (*x*-*T*) - координатах. Интересно отметить, что изменение паросодержания от температуры определяется явной составляющей теплоотдачи. Заменив в числителе уравнение ‘сухой’ теплоотдачи уравнением ‘сухой’ теплопередачи, получим:

$$\begin{gathered}\frac{1}{\left(C_{\text{в}}+C_{\text{п}}\cdot x\right)}\cdot\frac{dx}{dt}=\frac{\beta\cdot\left(x-x_{\text{ст}}\right)}{K_o\cdot\left(t-t_{\text{и}}\right)}\cdot f_{\text{р.ф.}}\\ t_{\text{ст}}=t-\frac{K_o}{\alpha_o}\cdot\left(t-t_{\text{и}}\right)\\ x_{\text{ст}}=\frac{\mu_{\text{п}}}{\mu_{\text{в}}}\cdot\frac{p_{\text{н.п.}}\left(t_{\text{ст}}\right)}{\Pi-p_{\text{н.п.}}\left(t_{\text{ст}}\right)}\end{gathered}, \tag{16}$$

где:

K_o - коэффициент теплопередачи при ‘сухом’ охлаждении влажного воздуха, Вт/(м$^{2\cdot}$°С);

$t_{\text{и}}$ - температура кипения хладоагента, °С.

Удобство (16) для поиска решений заключается в использовании коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи при ‘сухом’ режиме, определить которые проще. Если мы используем кипящий хладоагент, т.е. воздухоохладитель - испаритель холодильного агрегата, то температура кипения в процессе может быть принята постоянной величиной, что упрощает вычисления. Из полученной модели вытекает также формула для вычисления коэффициента влаговыпадения, если положить $f_{\text{р.ф.}}\approx 1$ (предполагая пленочную конденсацию и полное покрытие пленкой стенки):

$$\xi=1+\left(C_{\text{п}}\cdot t+r_{\text{п}}\right)\cdot\frac{\beta\cdot\left(x-x_{\text{ст}}\right)}{\alpha_o\cdot\left(t-t_{\text{ст}}\right)}=1+\frac{dx}{dt}\cdot\frac{C_{\text{п}}\cdot t+r_{\text{п}}}{C_{\text{в}}+C_{\text{п}}\cdot x} \tag{17}$$

Правая формула наиболее полно отражает смысл коэффициента влаговыпадения, поскольку второе слагаемое как раз представляет отношение суммы явного тепла и неявного тепла, переносимого при конденсации пара, к явному теплу охлаждения паровоздушной смеси, которую представляет в данном случае влажный воздух. Коэффициент влаговыпадения

является нелинейной функцией в силу нелинейности уравнения (16), и поэтому не может быть строго задан постоянной величиной, как часто делают при инженерных расчетах воздухоохладителей [3, 12].

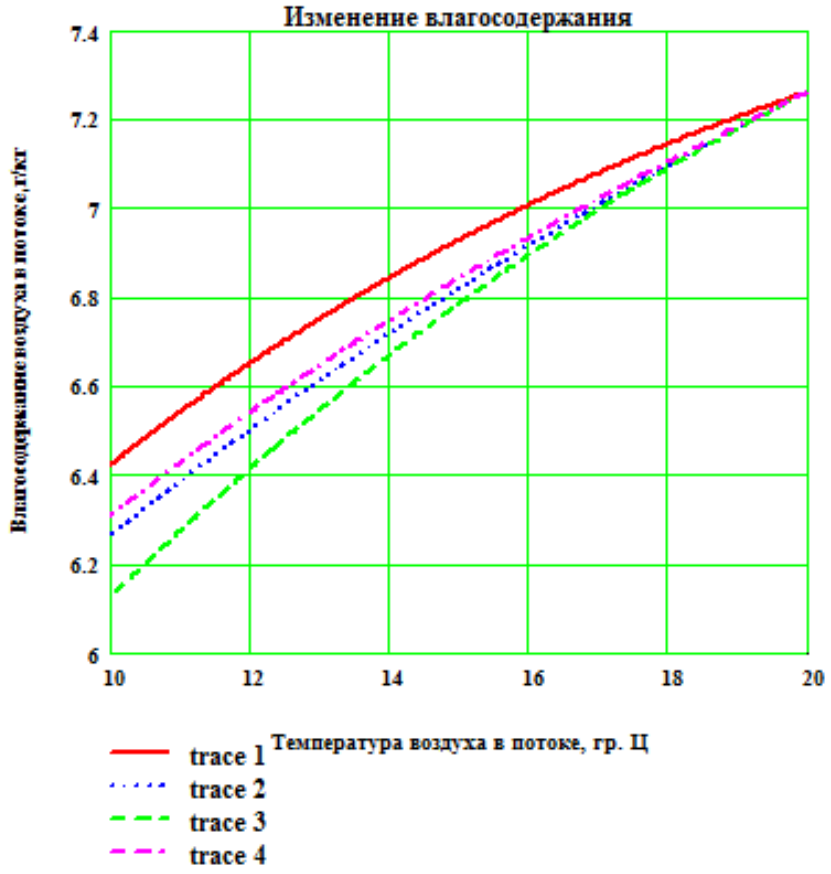
Определение площади теплообмена сводится к интегрированию по формуле: $F = -\int_1^2 \frac{G_в \cdot dI}{\alpha \cdot (t - t_{ст})}$, которое можно выполнить, зная распределение энтальпий, температур и влагосодержаний вдоль потока. Эти параметры можно получить, решив (16).

Решить уравнение (16) строго аналитически не представляется возможным в силу его нелинейности. Попробуем получить некоторые частные решения численным методом Рунге-Кутта и проанализировать закономерности, присущие процессу охлаждения влажного воздуха в поверхностных охладителях воздуха при одновременной поверхностной конденсации паров. Рассмотрим решение для воздухоохладителя, через который проходит влажный воздух расходом 1,8 м^3/с при давлении 760 мм.рт.ст. с начальной температурой 20°С и относительной влажностью 50%. Воздух в теплообменнике охлаждается до 10°С. Рассмотрим варианты решения при следующих параметрах:

1. 0-ой Базовый вариант: коэффициент теплопередачи в "сухом" режиме 35 Вт/(м^2·К), коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенке в "сухом" режиме 50 Вт/(м^2·К), коэффициент массоотдачи - 2,07.10^{-2} м/с (движущая сила - концентрация) и коэффициент массоотдачи - 1,2 кг/м^3·2,07.10^{-2} м/с=0.02463 кг/(м^2·с) (движущая сила - паросодержание), температура кипения хладоагента в воздухоохладителе со стороны контура хладоагента - 0°С. Коэффициенты теплопередачи, теплоотдачи и массоотдачи принимались по данным для аналогичных теплообменников [10, 11, 12].
2. 1-ый Вариант, отличающийся от базового тем, что температура кипения ниже на 5°С, т.е. равна -5°С.
3. 2-ой Вариант, отличающийся от базового тем, что коэффициент массоотдачи увеличен на 50%: 5х0,02463=0,03695 кг/(м^2·с).
4. 3-ий Вариант, отличающийся от базового тем, что коэффициент теплопередачи увеличен на 20%: 35·1,2=42 Вт/(м^2·К), т.е. за счет интенсификации теплоотдачи на стороне кипящего хладоагента.

Начальное влагосодержание влажного воздуха во всех вариантах одинаковое 7,26 г/кг.

Изменение влагосодержания при охлаждении влажного воздуха от 20°С до 10°С в рассматриваемых вариантах, полученное путем численного решения модели (16) представлено графически на рис. 5.



trace1 - Вариант 0: Решение при заданных значениях коэффициентов массоотдачи (β_o=0,02463 кг/(м^2·с)), теплоотдачи (α_o=50 Вт/(м^2·°С)) и теплопередачи (K_o=35 Вт/(м^2·°С)), и температуре кипения ($t_и$=0°С);

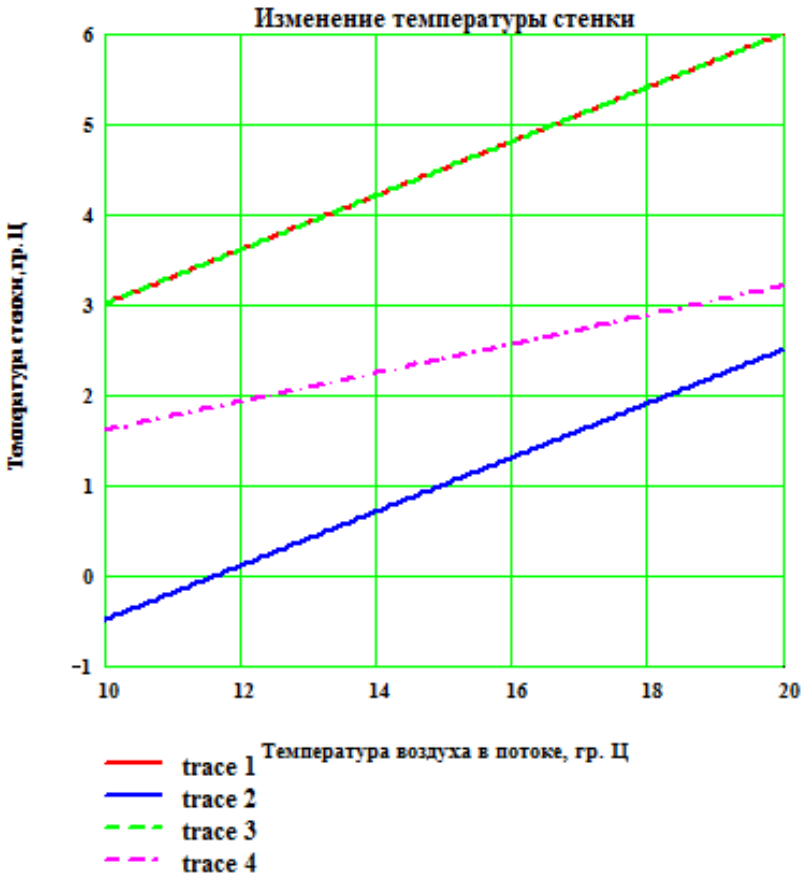
trace2 - Вариант 1: Решение при заданных значениях коэффициентов массоотдачи (β_o=0,02463 кг/(м^2·с)), теплоотдачи (α_o=50 Вт/(м^2·°С)) и теплопередачи (K_o=35 Вт/(м^2·°С)), при температуре кипения ($t_и$=-5°С);

trace3 - Вариант 2: Решение при заданных значениях коэффициентов массоотдачи (β_o=1,5х0,02463=0,03695 кг/(м^2·с)), теплоотдачи (α_o=50 Вт/(м^2·°С)) и теплопередачи (K_o=35 Вт/(м^2·°С)), при температуре кипения ($t_и$=0°С);

trace4 - Вариант 3: Решение при заданных значениях коэффициентов массоотдачи (β_o=0,02463 кг/(м^2·с)), теплоотдачи (α_o=50 Вт/(м^2·°С)) и теплопередачи (K_o=42 Вт/(м^2·°С)), при температуре кипения ($t_и$=0°С).

Рисунок 5. *Изменение влагосодержания при осушении в поверхностном охладителе воздуха кондиционера*

Рост эффективности осушения в трех последних вариантах связан с ростом движущей силы массоотдачи в варианте 1 и 3 за счет большего охлаждения поверхности (ниже температура поверхности), а в варианте 2 - за счет интенсификации массоотдачи (выше коэффициент массоотдачи). Изменения температуры стенки в рассматриваемых вариантах вдоль движения охлаждаемого воздуха представлено графически на рис. 6.

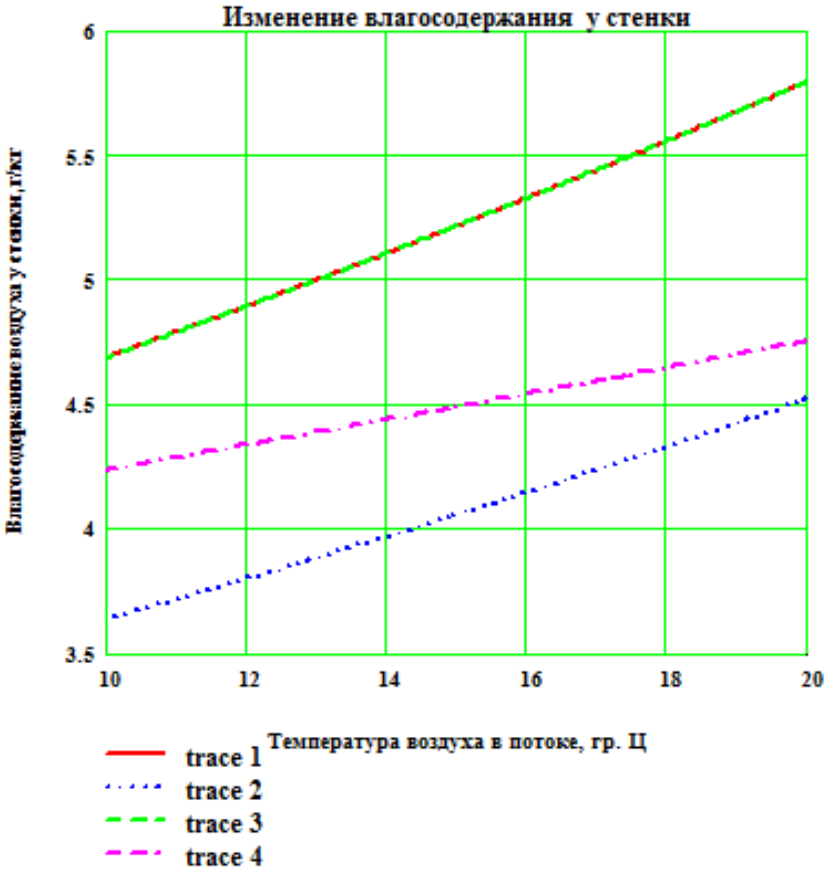


trace1 - Вариант 0: Решение при заданных значениях коэффициентов иассоотдачи (β_o=0,02463 кг/(м^2·с)), теплоотдачи (α_o=50 Вт/(м^2·°С)) и теплопередачи (K_o=35 Вт/(м^2·°С)), и температуре кипения ($t_и$=0°С);
trace2 - Вариант 1: Решение при заданных значениях коэффициентов иассоотдачи (β_o=0,02463 кг/(м^2·с)), теплоотдачи (α_o=50 Вт/(м^2·°С)) и теплопередачи (K_o=35 Вт/(м^2·°С)), при температуре кипения ($t_и$=-5°С);
trace3 - Вариант 2: Решение при заданных значениях коэффициентов иассоотдачи (β_o=1,5х0,02463=0,03695 кг/(м^2·с)), теплоотдачи (α_o=50 Вт/(м^2·°С)) и теплопередачи (K_o=35 Вт/(м^2·°С)), при температуре кипения ($t_и$=0°С);
trace4 - Вариант 3: Решение при заданных значениях коэффициентов иассоотдачи (β_o=0,02463 кг/(м^2·с)), теплоотдачи (α_o=50 Вт/(м^2·°С)) и теплопередачи (K_o=42 Вт/(м^2·°С)), при температуре кипения ($t_и$=0°С).

Рисунок 6. *Изменения температуры стенки*

В вариантах 0 и 2 температуры стенки изменяются одинаково, графики сливаются, т.к. не изменяются коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи. В варианте 1 увеличивается движущая сила теплопередачи, а в варианте 3 - увеличивается коэффициент теплопередачи. В варианте 1, кроме того, наблюдаются отрицательные значения температуры стенки в конечных сечениях. Это создает условия для инееобразования, поэтому надо избегать отрицательных температур на стороне хладоагента.

Похожим образом изменяется влагосодержание у стенки см. рис. 7, т.к. оно определяется равновесным насыщенным состоянием влажного воздуха, при котором, согласно (16), влагосодержание определяется давлением насыщенных паров, которое зависит только от температуры.



trace1 - Вариант 0: Решение при заданных значениях коэффициентов массоотдачи (β_o=0,02463 кг/(м^2·с)), теплоотдачи (α_o=50 Вт/(м^2·°С)) и теплопередачи (K_o=35 Вт/(м^2·°С)), и температуре кипения ($t_и$=0°С);

trace2 - Вариант 1: Решение при заданных значениях коэффициентов массоотдачи (β_o=0,02463 кг/(м^2·с)), теплоотдачи (α_o=50 Вт/(м^2·°С)) и теплопередачи (K_o=35 Вт/(м^2·°С)), при температуре кипения ($t_и$=-5°С);

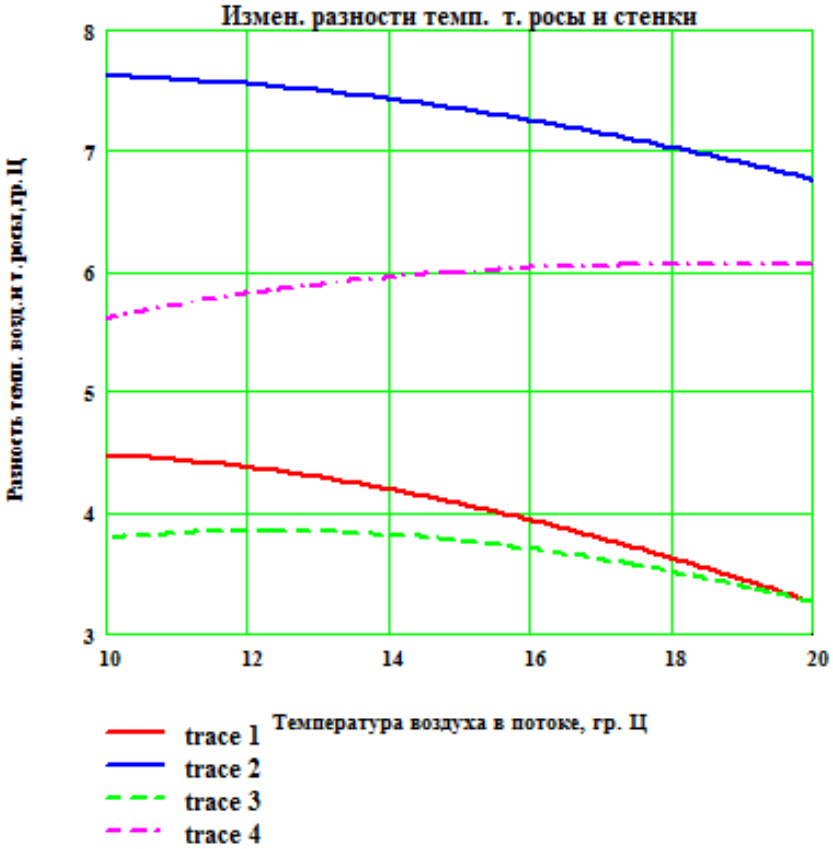
trace3 - Вариант 2: Решение при заданных значениях коэффициентов массоотдачи (β_o=1,5х0,02463=0,03695 кг/(м^2·с)), теплоотдачи (α_o=50 Вт/(м^2·°С)) и теплопередачи (K_o=35 Вт/(м^2·°С)), при температуре кипения ($t_и$=0°С);

trace4 - Вариант 3: Решение при заданных значениях коэффициентов массоотдачи (β_o=0,02463 кг/(м^2·с)), теплоотдачи (α_o=50 Вт/(м^2·°С)) и теплопередачи (K_o=42 Вт/(м^2·°С)), при температуре кипения ($t_и$=0°С).

Рисунок 7. *Изменение влагосодержания у стенки*

Более низкое влагосодержание у стенки соответствует более высокой движущей силе массоотдачи, которая равна разности паросодержаний в потоке и у стенки.

На рис. 8 показано изменение разности температур точки росы в ядре потока и температуры стенки. Эти разности являются температурными аналогами движущей силы массоотдачи [3], поэтому они больше в вариантах 1 и 3, но меньше и мало отличаются в вариантах 0 и 2. Надо отметить, что разности вдоль поверхности остаются положительными, т.е. имеют место условия конденсации на поверхности во всех сечениях теплообменника.



trace1 - Вариант 0: Решение при заданных значениях коэффициентов массоотдачи (β_o=0,02463 кг/(м^2·с)), теплоотдачи (α_o=50 Вт/(м^2·°С)) и теплопередачи (K_o=35 Вт/(м^2·°С)), и температуре кипения ($t_и$=0°С);

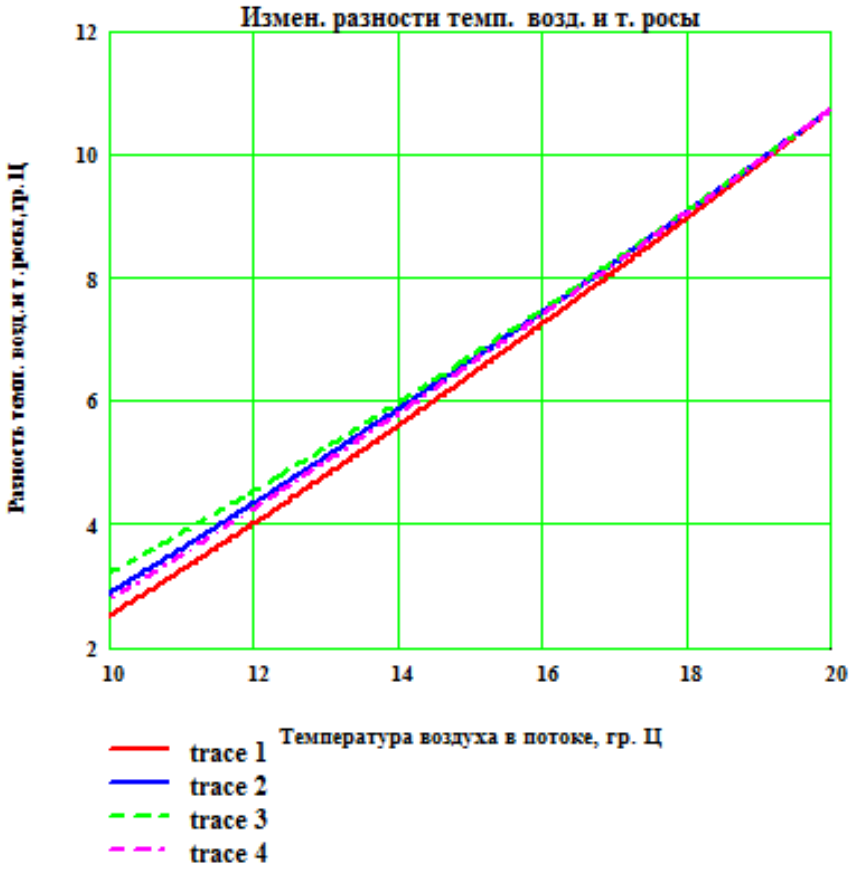
trace2 - Вариант 1: Решение при заданных значениях коэффициентов массоотдачи (β_o=0,02463 кг/(м^2·с)), теплоотдачи (α_o=50 Вт/(м^2·°С)) и теплопередачи (K_o=35 Вт/(м^2·°С)), при температуре кипения ($t_и$=-5°С);

trace3 - Вариант 2: Решение при заданных значениях коэффициентов массоотдачи (β_o=1,5х0,02463=0,03695 кг/(м^2·с)), теплоотдачи (α_o=50 Вт/(м^2·°С)) и теплопередачи (K_o=35 Вт/(м^2·°С)), при температуре кипения ($t_и$=0°С);

trace4 - Вариант 3: Решение при заданных значениях коэффициентов массоотдачи (β_o=0,02463 кг/(м^2·с)), теплоотдачи (α_o=50 Вт/(м^2·°С)) и теплопередачи (K_o=42 Вт/(м^2·°С)), при температуре кипения ($t_и$=0°С).

Рисунок 8. *Изменение разности температуры точки росы в потоке и температуры стенки*

Изменение разности температуры потока и точки росы, см. рис. 9, остаются положительными, т.е. на всем протяжении охлаждения сохраняются условия поверхностной конденсации, но отсутствуют условия туманообразования. Но к концу охлаждения эта разность заметно снижается, т.е. при дальнейшем охлаждении влажного воздуха возможно начало туманообразования.



trace1 - Вариант 0: Решение при заданных значениях коэффициентов иассоотдачи (β_o=0,02463 кг/(м^2·с)), теплоотдачи (α_o=50 Вт/(м^2·°С)) и теплопередачи (K_o=35 Вт/(м^2·°С)), и температуре кипения ($t_и$=0°С);

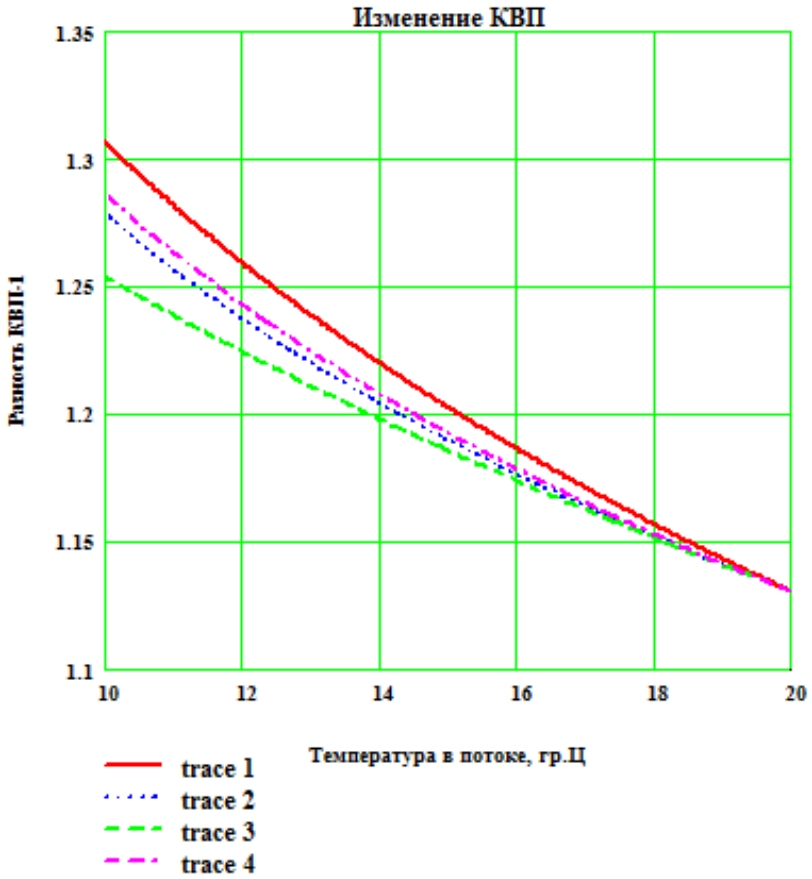
trace2 - Вариант 1: Решение при заданных значениях коэффициентов иассоотдачи (β_o=0,02463 кг/(м^2·с)), теплоотдачи (α_o=50 Вт/(м^2·°С)) и теплопередачи (K_o=35 Вт/(м^2·°С)), при температуре кипения ($t_и$=-5°С);

trace3 - Вариант 2: Решение при заданных значениях коэффициентов иассоотдачи (β_o=1,5х0,02463=0,03695 кг/(м^2·с)), теплоотдачи (α_o=50 Вт/(м^2·°С)) и теплопередачи (K_o=35 Вт/(м^2·°С)), при температуре кипения ($t_и$=0°С);

trace4 - Вариант 3: Решение при заданных значениях коэффициентов иассоотдачи (β_o=0,02463 кг/(м^2·с)), теплоотдачи (α_o=50 Вт/(м^2·°С)) и теплопередачи (K_o=42 Вт/(м^2·°С)), при температуре кипения ($t_и$=0°С).

Рисунок 9. *Изменение разности температуры потока и точки росы*

На рис. 10 представлены графики изменения коэффициента влаговыпадения ξ (17), рассчитанные по исходной модели. Решение показывает, что коэффициент влаговыпадения, оставаясь больше 1. Заметно снижается к концу процесса охлаждения влажного воздуха в воздухоохладителе. Таким образом, подтверждается утверждение о нелинейном характере решения, фактически отрицая возможность принятия постоянного значения коэффициента влаговыпадения в воздухоохладителе.



trace1 - Вариант 0: Решение при заданных значениях коэффициентов иассоотдачи (β_o=0,02463 кг/(м^2·с)), теплоотдачи (α_o=50 Вт/(м^2·°С)) и теплопередачи (K_o=35 Вт/(м^2·°С)), и температуре кипения ($t_и$=0°С);

trace2 - Вариант 1: Решение при заданных значениях коэффициентов иассоотдачи (β_o=0,02463 кг/(м^2·с)), теплоотдачи (α_o=50 Вт/(м^2·°С)) и теплопередачи (K_o=35 Вт/(м^2·°С)), при температуре кипения ($t_и$=-5°С);

trace3 - Вариант 2: Решение при заданных значениях коэффициентов иассоотдачи (β_o=1,5x0,02463=0,03695 кг/(м^2·с)), теплоотдачи (α_o=50 Вт/(м^2·°С)) и теплопередачи (K_o=35 Вт/(м^2·°С)), при температуре кипения ($t_и$=0°С);

trace4 - Вариант 3: Решение при заданных значениях коэффициентов иассоотдачи (β_o=0,02463 кг/(м^2·с)), теплоотдачи (α_o=50 Вт/(м^2·°С)) и теплопередачи (K_o=42 Вт/(м^2·°С)), при температуре кипения ($t_и$=0°С).

Рисунок 10. *Изменение коэффициента влаговыпадения*

На рис. 11 показаны результаты расчета в базовом варианте по нелинейной модели (16) и по моделям, полученным при предположении постоянства ξ.

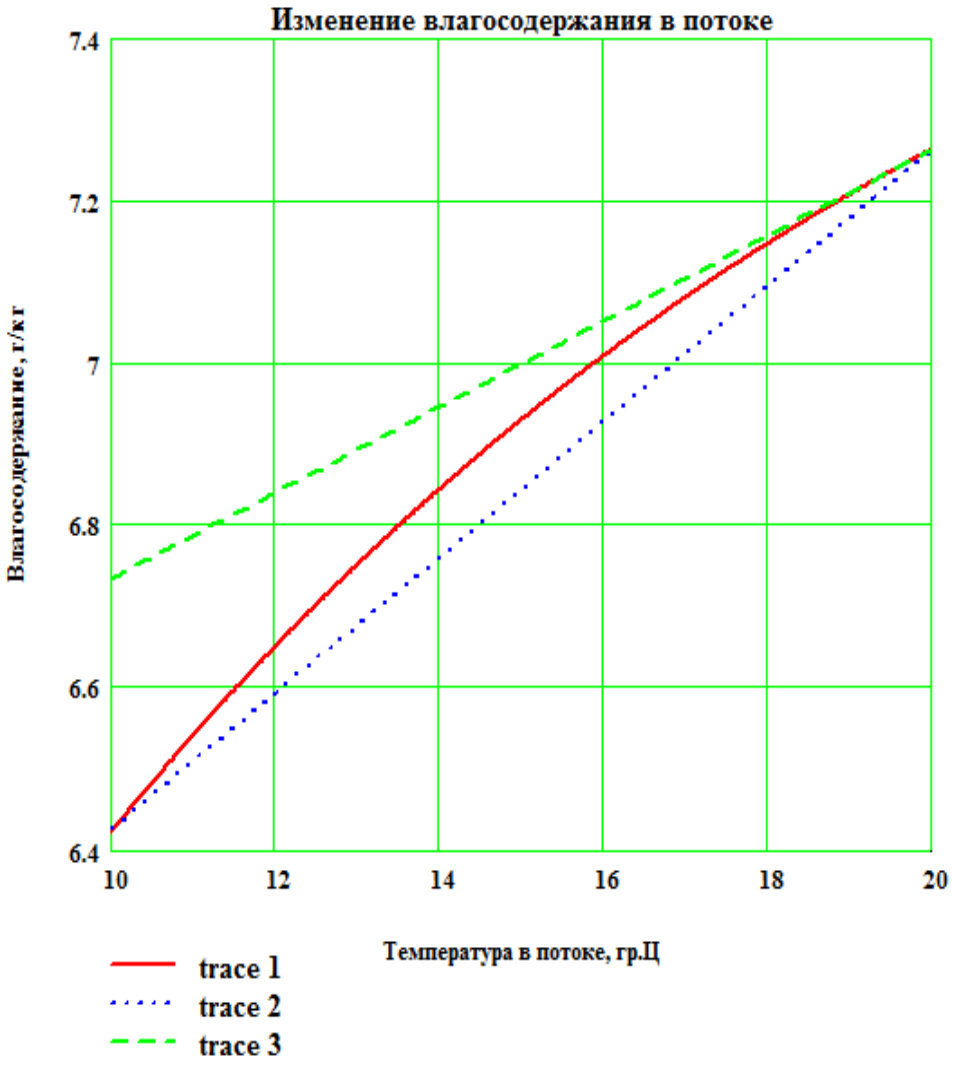
При постоянном значении ξ модель (16) допускает аналитическое решение в квадратурах, имеющее вид:

$$x = \left(\frac{C_в}{C_п} + x_o\right) \cdot \left(\frac{r_п + C_п \cdot t}{r_п + C_п \cdot t_o}\right)^{\xi} - \frac{C_в}{C_п} \qquad (18)$$

где:

x_o, t_o - начальные значения паросодержания и температуры смеси;

x, t - конечные значения паросодержания и температуры смеси.



trace1 - нелинейное численное решение по модели (16);
trace2 - линейное решение при значении коэффициента влаговыпадения, полученном при среднем значении скорости изменения влагосодержания:

$$\frac{dx}{dt} \approx \frac{x - x_o}{t - t_o};$$

trace3 - линейное решение, полученное при значении коэффициента влаговыпадения, полученном при начальном значении производной:

$$\left(\frac{dx}{dt}\right)_{x_o, t_o}.$$

Рисунок 11. *Изменение влагосодержания в потоке и отличия нелинейной модели от линейных моделей*

Средняя ошибка хордового решения невелика, но для его получения надо изначально знать конечные параметры процесса, а решение при коэффициенте влаговыпадения,

полученного по начальным параметрам, дает большую ошибку при определении конечных параметров влажного воздуха.

Результаты исследования предложенной модели показывают:

1. При температуре стенки ниже точки росы имеет место поверхностная конденсация водяных паров из потока влажного воздуха, приводящее к его осушению.

2. Интенсивность конденсации повышается при снижении температуры кипения, коэффициента массоотдачи и коэффициента теплопередачи:

- при снижении температуры кипения на каждый 1°С интенсивность повышается на 0,318% к базовому варианту;
- при увеличении коэффициента массоотдачи в n-раз интенсивность увеличивается в 0,904n-раз, т.е. практически пропорционально;
- при увеличении коэффициента теплопередачи в n-раз за счет интенсификации теплоотдачи на стороне кипения интенсивность увеличивается в 0,947n-раз, т.е. практически пропорционально (повышение интенсивности теплоотдачи со стороны воздуха ограничено из-за ограничения скоростей движения воздуха, вызывающих значительное повышение потерь напора, а, следовательно, увеличение расхода энергии на прокачку воздуха);

3. Снижение температуры кипения ниже 0°С может привести к образованию инея в выходных сечениях теплообменника, т.к. здесь возможны отрицательные значения температуры поверхности, обращенной к влажному воздуху.

4. Конденсация влаги приводит к повышению тепловой нагрузки на контур охлаждения воздухоохладителя главным образом за счет выделения скрытой теплоты парообразования. При моделировании были выбраны типичные при регулировании микроклимата параметры влажности воздуха в помещении (относительная влажность - 50%). Моделирование показывает, что нагрузка может при этом повышаться на 20...23%, т.е. нагрузка возрастает в среднем на 0,4...0,46% на каждый процент повышения влажности воздуха. Повышение влажности, входящего в воздухоохладитель воздуха, выше, чем 50%, приведет к еще более значительному росту тепловой нагрузки на контур охлаждения. При недостаточной величине холодопроизводительности при этом не удастся охладить воздух до требуемых параметров. Это в целом соответствует результатам исследований, выполненных в работе [2].

5. Влаговыпадение приведет также к росту потерь напора при движении воздуха через теплообменник. Это приведет к снижению фактического расхода воздуха через теплообменник, несколько снижая фактическую тепловую нагрузку на теплообменник. Степень повышения потерь давления прямо связана с количеством конденсирующейся влаги. Эту зависимость надо устанавливать экспериментально, или изучать возможность моделировать теоретически. В работе [4] показано, что влаговыпадение ведет к увеличению потерь напора. При массовой скорости воздуха 5,2 кг/(м^2·с), которая наиболее характерна для воздухоохладителей, при выпадении влаги более 0,3 кг/(м^2·час) потери напора могут превышать потери в сухом режиме в 1,8 раза. При влаговыпадении ниже 0,3 кг/(м^2·час) прибавка потерь напора резко снижается, приближаясь к потерям при сухом режиме. При параметрах процесса в базовом варианте удельная интенсивность влаговыпадения оценивается значением 0,126 кг/(м^2·час). Потери напора возрастут при этом по [4] в 1,55 раз.

ЛИТЕРАТУРА

1. Электронный ресурс: Сайт издательского дома «Холодильное дело»: http://holod-delo.ru/.
2. Кожевникова Е.В., Лопаткина Т.А. Калориметрический комплекс для исследования теплоотдачи в теплообменниках и испытания кондиционеров Электронный ресурс: Электронный научный журнал «Холодильная техника и кондиционирование» / ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий. - Электрон. журнал. - Санкт-Петербург: СПбГУНиПТ, 2010. - № 1. - март. 2010. - Режим доступа к журн.: http://www.openmechanics.com/journals свободный (дата обращения: 14.10.2010).
3. Рекомендации по расчету поверхностных воздухоохладителей для систем кондиционирования воздуха и вентиляции. - М.: Госстрой СССР, Главпромстройпроект, Всесоюзное Объединение Союзсантехпроект, Государственный проектный институт Сантехпроект, 1969. - 133 с.
4. Гоголин А.А. Осушение воздуха холодильными машинами. - М.: ГлавНИИ при Госэкономсовете СССР Научно-исследовательский институт холодильной промышленности, Государственное Издательство Торговой Литературы, 1962. - 105 с.
5. Краснов, Ю.С. Системы вентиляции и кондиционирования воздуха. Рекомендации по проектированию, испытаниям и наладке / Ю.С. Краснов, А.П. Борисоглебская, А.В. Антипов. - М.: ТЕРМО-КУЛ, 2004. - 370 с. - ISBN 5-90-26-76-01-0.
6. Белова, Е.М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях / Е.М. Белова. - М.: ЕВРОКЛИМАТ, 2006. - 639 с. - ISBN 5-94447-009-7.
7. Четвертаков Г.В., Сумзина Л.В., Максимов А.В., Литвиненко А.А. Анализ оборудования по комплексному показателю энергоэффективности. Интернет-журнал Науковедение. 2015. т. 7. № 1 (26). с. 97.
8. Нормальная физиология человека / под ред. Б.И. Ткаченко. - 2-е изд. - М.: Медицина, 2005. - 928 с. - ISBN 5-225-04240-6.
9. Здания жилые и общественные. Нормы воздухообмена. - М.: АВОК СТАНДАРТ, 2002. - 15 с.
10. СНиП41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование. - М.: Госстрой России; ГУП ЦПП, 2000. - 54 с.
11. Теплообменные аппараты холодильных установок / под общ. ред. Г.Н. Даниловой. Л.: Машиностроение, 1986. 303 с.
12. Данилова Г.Н., Филаткин В.Н., Щербов М.Г., Бучко Н.А. Сборник задач по процессам теплообмена в пищевой и холодильной промышленности. - М.: Агропромиздат, 1986. - 288 с., ил.

Lebedev Vladimir Vladimirovich
Russian state university of tourism and service, Russia, country settlement Cherkizovo
E-mail: voval_matr@mail.ru

Sumzina Larisa Vladimirovna
Russian state university of tourism and service, Russia, country settlement Cherkizovo
E-mail: byttech1@yandex.ru

Maksimov Alexander Vasilyevich
Russian state university of tourism and service, Russia, country settlement Cherkizovo
E-mail: maksimovav52@yandex.ru

Kudrov Yuri Vladimirovich
Russian state university of tourism and service, Russia, country settlement Cherkizovo
E-mail: yurakudrov@yandex.ru

Burtseva Lyudmila Alexandrovna
Russian state university of tourism and service, Russia, country settlement Cherkizovo
E-mail: lyudmilamaksimova@yandex.ru

Warmly technical designing of air coolers of conditioners

Abstract. Ability of central airs qualitatively to carry out the problems on maintenance of standard parameters and maintenance of demanded comfort in premises depends substantially on parameters correct definition at a design stage. For central air as the defining factor its conformity cold productivity to level actual heat inflows acts. The Taking place criticism from experts of techniques of conditioners cold productivity definition without moisture loss effect, applied in domestic practice, has forced authors to investigate these questions in more details. In work aspects of warmly technical parameters definition are considered at air-conditioning, available experience is analyzed, the analysis of the basic questions of designing is presented, working models of definition of working parameters for designing of the conditioner air cooler are offered. In detail, defining cold productivity central airs all basic components of dynamic thermal balance of the premises understand conditions heat inflows through wall protections and at thermal emissions of objects and technological processes in premises. Definition questions cold productivity for processes ‘dry’ and damp air are separately considered, and the dynamic balance of a vaporous moisture of premise air in the latter case is considered. By consideration of processes of change of a condition of damp air in a conditioner air cooler the phenomena of change of a phase condition of a moisture - condensation of steams, or moisture loss, leading to air drainage are considered also. Authors in details consider questions of modeling of processes of drainage of damp air in superficial air coolers of the conditioner. Theoretical and numerical methods of construction of a working line of process in co-ordinates temperature - moisture content are developed. Within the working parameters of damp air which are taking place at air-conditioning, influence of processes of drainage of air on warmly technical parameters of air coolers, and, first of all, on change cold productivity size in comparison with processes ‘dry’ air is investigated.

Keywords: central air; air cooler; cold productivity; components of thermal balance at air-conditioning; humidity of air; moisture content; change of a phase condition at condensation; moisture loss; moisture content change at drainage of damp air; moisture loss influence on thermal loading and aerodynamic resistance of the heat exchanger