

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

ТАШКЕНТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АБУ РАЙХАНА БЕРУНИ

Илхамов Жамолиддин

**РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ОПТИМАЛЬНЫХ
ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПАРАМЕТРОВ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ
ОХЛАДИТЕЛЕЙ ВОЗДУХА В СИСТЕМАХ
КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ**

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание степени магистра по
специальности: 5А310108 - «Теплоэнергетика»

Работа рассмотрена и
допускается к защите.

Зав. каф. «Теплоэнергетика»
доц. Р. П. Бабаходжаев

«___» _____ 2014 г.

Научный руководитель:
проф. Р. А. Захидов

ТАШКЕНТ 2014

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр
.....	
ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА I. ОБЗОР НОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ ВОЗДУХА И ИССЛЕДОВАНИЙ ПО ИХ ИСПОЛЬЗОВАНИЮ В СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА	6
1.1. Установки прямого испарительного и косвенного испарительного охлаждения.....	6
1.2 Двухступенчатое испарительное охлаждение кондиционируемого воздуха.....	22
1.3. Анализ существующих методик расчета температурных параметров испарительных охладителей воздуха.....	31
Выводы по первой главе.....	35
ГЛАВА II. РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ТЕМПЕРАТУР- НЫХ ПАРАМЕТРОВ ОБОРОТНОЙ ВОДЫ И КОНДИЦИОНИ- РУЕМОГО ВОЗДУХА В ПРОЦЕССЕ ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ.....	36
2.1. Методика расчета температуры оборотной воды, охлаждаемой в орошаемых слоях	36
2.2. . Методика расчета температуры влажного воздуха по мокрому термометру	43
Выводы по второй главе	49
ГЛАВА III РАСЧЕТЫ ОПТИМАЛЬНЫХ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПАРАМЕТРОВ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ ВОЗДУХА В СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ.....	50
3.1. Материальный и тепловой балансы испарительного охладителя оборотной воды.....	51
3.2 Тепловая эффективность испарительных охладителей оборотной воды для летних систем кондиционирования воздуха.....	57
3.3 Расчет изменения параметров состояния кондиционируемого воздуха в одно-и двухступенчатых системах испарительного охлаждения и сухих воздухоохладителях.....	60
Выводы по третьей главе.....	67
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	68
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	69

Перечень основных параметров состояния воздуха

G_e - расход охлаждаемой воды через испарительный охладитель.

t_e'' - температуры охлаждаемой воды на входе в испарительный охладитель к на выходе из него.

$I'_{ев} = I''_{ев}$ - энтальпии охлаждаемой и охлажденной оборотной воды.

r_o - теплота парообразования воды

$Ср_{св} Ср_{ен}$ - удельные теплоемкости сухого и водяных паров

t_o - температура окружающей среды.

$\Phi_{ев}$ - влажность воздуха.

α_k - коэффициент конвективного теплообмена между влажным воздухом и водой в орошаемом слое.

β_p - коэффициент массообмена между водой и влажным воздухом в орошаемом слое.

F_{nc} - площадь поверхности поперечного оросительной камеры.

Δ - толщина орошаемого слоя.

P_{tm} - парциальное давление водяных паров над поверхностью испаряемой воды.

T_o - абсолютная температура наружного воздуха по сухому термометру.

α_n - коэффициент лучистого теплообмена.

$K_{он}$ - коэффициент передачи из окружающей среды.

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. При климатических условиях Республик Центральной Азии, в том числе Узбекистана, вопросы смягчения микроклимата тем или другим способом представляет собой важную экономическую проблему. Так капитальные затраты на системы кондиционирования нередко достигают 20% общей стоимости зданий, а эксплуатационные - 30÷50% всей стоимости эксплуатации.

Поэтому поиск и разработка неэнергоёмких бескомпрессорных естественных источников холода для систем летнего кондиционирования воздуха является **актуальной** задачей для нашей Республики. Это соответствует ориентирам развития определенным в трудах президента республики Узбекистан И.А.Каримова по всемерной экономии топливно-энергетических ресурсов в республике [1].

Целью диссертационной работы разработка методика расчета параметров естественных источников холода, основанных на одно- и двухступенчатом испарительном охлаждении в системах летнего кондиционирования воздуха и повышения их потенциала путем утилизации естественного холода из отработанного насыщенного влажного воздуха.

Для достижения поставленной цели в работе планировались следующие **научно – технические задачи:**

1. Определить температуры оборотной воды и кондиционируемого воздуха, охлаждаемых испарительным охлаждением в орошаемых слоях.
2. Изучить потенциал испарительно-лучистого охлаждения оборотной воды в ночное время для систем летнего кондиционирования воздуха.
3. Разработать принципиальные схемы двухступенчатых испарительных охладителей с применением вращающихся регенеративных теплообменников (утилизаторов).
4. Установить аналитические и аппроксимационные зависимости для расчета изменения параметров состояния кондиционируемого воздуха в системах кондиционирования.

Объектом исследования является системы летнего кондиционирования воздуха с применением испарительных воздухоохладителей и вращающихся регенеративных теплообменников.

Апробация работы. Работа доложена на конференции ТГТУ в октябре 2013 года. Опубликована статья в журнале “Проблемы энерго- и ресурсосбережения” за 2013 г.

Объем работы. Работа состоит из введения, трех глав, заключения и списка использованных источников из 28 наименований и изложена на 70 стр. машинописного текста содержащих 11 рисунков и 4 таблиц.

На защиту выносятся: результаты исследований по разработке методик расчета параметров состояния воздуха одно- и двухступенчатых испарительных охладителей с применением вращающихся регенеративных теплообменников в системах летнего кондиционирования воздуха.

Научная новизна:

1. Расчетное выражения для определения температуры оборотной воды охлажденной путем испарительного охлаждения в дневное время.
2. Расчетное выражение для определения температуры кондиционируемого воздуха по мокрому термометру в зависимости от его температуры по сухому термометру и относительной влажности.
3. Принципиальные схемы кондиционирования воздуха с применением двухступенчатых испарительных охладителей и вращающихся регенеративных теплообменников
4. Расчетное выражение для определения температуры точки росы в системах кондиционирования воздуха

Практическое значение работы:

Практическая реализация полученных результатов позволяет создать методику для проектирования дешевых и простых систем кондиционирования воздуха с применением естественных источников холода, по эффективности не уступающим системам кондиционирования с искусственными источниками холода.

ГЛАВА 1. ОБЗОР НОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ ВОЗДУХА И ИССЛЕДОВАНИЙ ПО ИХ ИСПОЛЬЗОВАНИЮ В СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

1.1. Установки прямого испарительного и косвенного испарительного охлаждения

В условиях нашей Республики к естественным источникам холода для летних систем кондиционирования воздуха могут быть отнесены испарительные охлаждающие установки, основанные на адиабатическое испарении воды при непосредственном или косвенном контакте кондиционируемого воздуха [3].

Вместе с тем в качестве холода в системах летнего кондиционирования могут быть использованы солнечные охлаждающие устройства, основанные на преобразование лучистой энергии Солнца на низкопотенциальное тепло, а затем последнего с помощью абсорбционных водоаммиачных, бромистолитиевых или парэжекторных машин в холод [4].

Среди перечисленных естественных источников холода в летних системах кондиционирования воздуха в условиях нашей Республики, климат которой отличается большой сухостью (малой относительной влажности) при высокой температуре наружного воздуха, представляет большой практический интерес применение принципа испарительного охлаждения воды в потоке кондиционируемого воздуха.

В области использования испарительного охлаждения в качестве естественного источника холода в летних системах кондиционирования воздуха к настоящему времени накоплен определённый опыт [2, 5-10]. Отметим, что среди цитированных источников наиболее практическим является книга О.Я. Кокорина [2], в которой рассмотрены различные схемы испарительного охлаждения кондиционируемого воздуха и приведены описания различных конструкций кондиционеров испарительного охлаждения и результаты их эксплуатационных испытаний.

Устройства для испарительного охлаждения кондиционируемого воздуха условно могут быть разделены на 3 принципиальные группы (рис 1.1).



Рис. 1.1. Классификация устройств испарительного охлаждения кондиционируемого воздуха.

При прямом (или непосредственном) испарительном охлаждении кондиционируемый воздух находится в непосредственном тепловом контакте с постоянно циркулирующей водой. В результате процессов непосредственного тепло- и массообмена явное тепло воздуха затрачивается на испарение воды в условиях близких к адиабатическому, что обуславливает снижения температуры кондиционируемого воздуха и повышения его влагосодержания.

При косвенном испарительном охлаждении тепло от кондиционируемого воздуха отводится через стенку теплообменника к воде, охлаждаемой путем испарительного охлаждения. Косвенное испарительное охлаждение кондиционируемого воздуха и испарение воды происходит внутри одного аппарата, что является основным недостатком этого способа.

Принцип действия установок двухступенчатого испарительного охлаждения основан на разделении процессов тепло- и массообмена между кондиционируемым воздухом и испаряющейся водой и поэтапное (т.е. последовательное) охлаждение приточного, т.е. кондиционируемого воздуха в установках косвенного и прямого испарительного охлаждения.

Непосредственный тепловой контакт испаряющей воды и кондиционируемого воздуха в установках прямого испарительного охлаждения, как правило, осуществляет с помощью орошаемых плотных или фонтанируемых (псевдооживленных) слоев, форсуночных камер или пленочных градирен.

При выборе и оценке материала для заполнения орошаемых слоев можно исходить из следующих общих требований: наибольшее развитие контактной поверхности в одинаковом объеме заполнения; наиболее полная смачиваемость поверхности или самого материала водой при наименьших затратах энергии на подачу воды; высокие показатели эффективности испарительного охлаждения при минимальных аэродинамических сопротивлениях; стойкость материала против гниения, выветривания, образования вредных запахов; устойчивость против заражения бактериями; малая стоимость и доступность исходного материала.

Для заполнения орошаемых слоев применяются синтетические волокна, древесные волокна и стружки, стекловолокно, волокна коры пальмовых деревьев, тонкие металлические листы.

Развитие контактной поверхности в слое заполнения зависит непосредственно от формы и размера отдельных частиц материала, степени заполнения слоя материалов и характера расположения частиц в слое, способности материала к смачиванию и удержанию влаги.

Экспериментальное исследование тепло и массообмена в орошаемых слоях проводилось О.Я. Кокорином в лаборатории местных кондиционеров Научно-исследовательского института санитарной техники НИИСТ на опытной установке, принципиальная схема которой показана на рис 1.2.

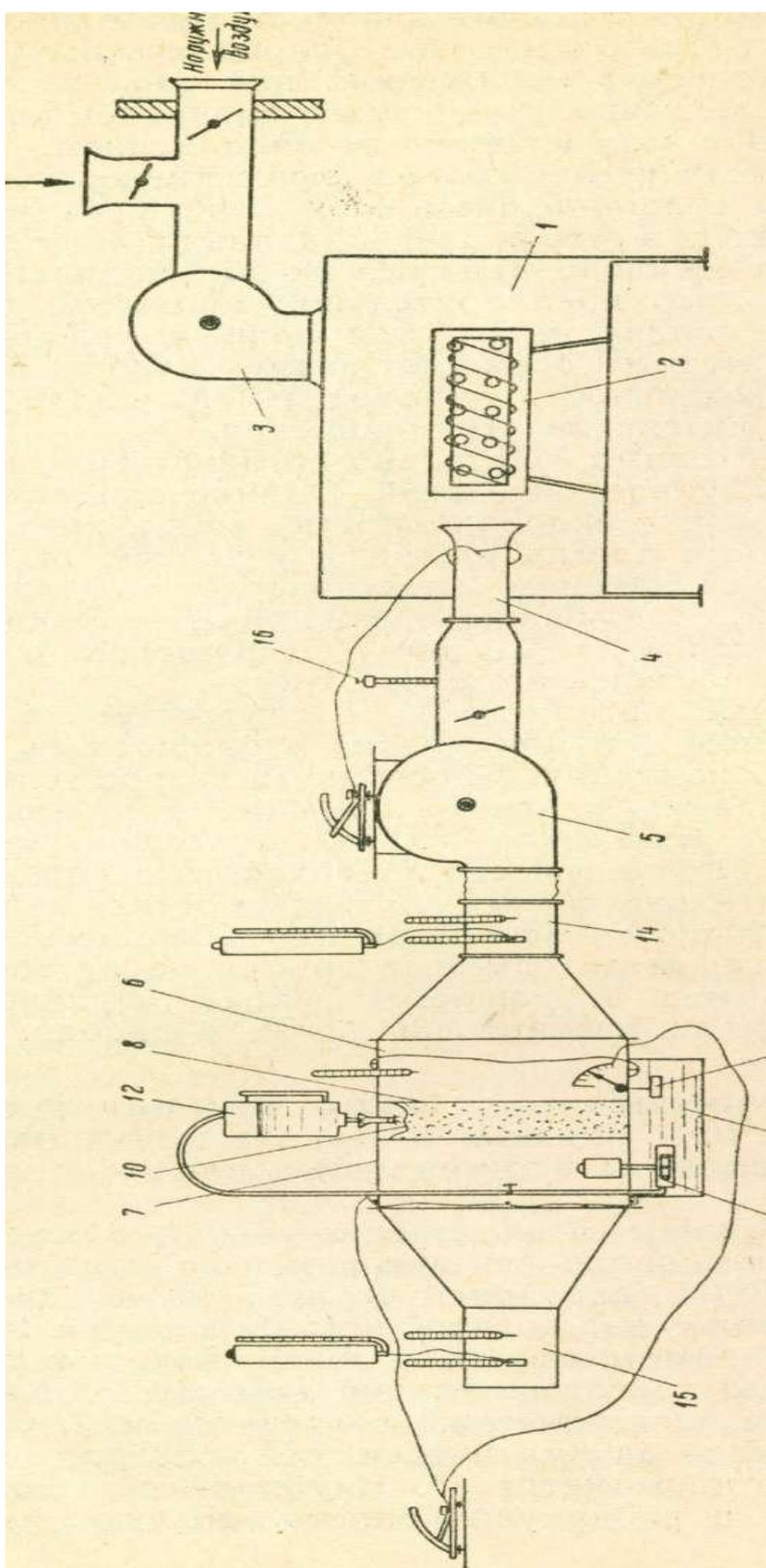


Рис. 1.2 Принципиальная схема экспериментального стенда по исследованию прямого испарительного охлаждения воздуха в орошаемых слоях.

Для обеспечения точных психрометрических замеров начальных и конечных параметров воздуха предусматривались участки 14 и 15 где скорости воздуха всегда были более 4 м/сек. В непосредственной близости к кассете устанавливались термометры, по которым - производился контрольный замер начальной и конечной температуры воздуха по сухому термометру. По термометру в поддоне замерялась температура рециркулирующей воды.

Фасадное сечение кассеты было равно $0,4 \times 0,39 = 0,156 \text{ м}^2$. Перемещая переднюю сетку кассеты, можно было изменять глубину слоя через 25мм (25, 50, 75 и 100мм). Орошающее устройство 10 обеспечивало для каждой глубины слоя равномерное распределение воды по верхнему сечению кассеты. Расходы воздуха изменялись от 150 до 850 м³/ч, что соответствовало весовой скорости в фасадном сечении кассеты от 0,3 до 1,8 кг/м² сек. Расходы воды на орошение слоя изменялись от 8 до 160 кг/ч. Исследование орошаемых слоев проводилось на режимах полной рециркуляции орошающей воды при отсутствии теплообмена через ограждающие конструкции стенда и пренебрежимо малых притоках тепла от работы насоса. Поэтому процесс охлаждения воздуха был близок к адиабатическому. Действительно, температура воздуха по мокрым термометрам до и после орошаемого слоя температура воды в поддоне были практически равны (разница между этими температурами в опытах не превышала 0,1°).

Аэродинамическое сопротивление слоя замерялось по разности статических давлений на участках 6 и 7, где были равные скорости воздуха.

Ртутные термометры имели цену деления в 0,1°. Батистовые чехольчики на мокрых термометрах промывались через каждый час испытаний и при обнаружении загрязнения заменялись. Коллектор 4 и шайбы на мерном сосуде воды были тщательно проанализированы.

При установившемся режиме настройки опыта, характеровавшемся постоянством количеств и параметров воздуха и воды, производились с интервалом в 1 мин пятикратные замеры показаний всех приборов. С

перерывами в *10 мин* пятикратные замеры повторялись 3 или 4 раза. Опыты считались удачными, если близко совпадали два или три пятикратных замера. Одновременно в каждом опыте по убыли воды в поддоне определялся расход воды на испарение. Правильность проведения опытов проверялась по сходимости количеств воды, замеренных весовым методом и вычисленных по разности влагосодержания воздуха.

Одним из наиболее простых и экономичных путей улучшения состояния воздушной среды в отдельных небольших помещениях является применение местных кондиционеров прямого испарительного охлаждения. Установка местных кондиционеров требует минимальных строительных работ, что особенно важно при применении их в уже построенных зданиях. Местные кондиционеры практически не занимают полезной площади в обслуживаемых помещениях, так как их размещают в окне, проеме стены или в подоконной нише. Наружный воздух, как правило, имеет более низкую температуру по мокрому термометру по сравнению с воздухом в помещениях. Поэтому кондиционеры испарительного охлаждения используются по прямоточной схеме, т. е. в них охлаждается только наружный воздух.

На основании расчетов тепловых нагрузок в жилых помещениях типовых зданий в южных районах в НИИСТ разработана градация местных кондиционеров испарительного охлаждения [12]. В табл. 1.1 приведены основные технические характеристики местных кондиционеров и создаваемые кратности воздухообменов в помещениях жилых зданий типового строительства в Ташкенте и Ашхабаде.

Начальные параметры воздуха поддерживались на заданном уровне с помощью приготовительной камеры 1, оборудованной многоступенчатым электрическим нагревателем 2, работа которого регулировалась автоматически от температурного датчика - контактного термометра 16. Изменяя соотношения количеств наружного и рециркуляционного воздуха, подаваемых вентилятором 3, поддерживали необходимую начальную влажность воздуха. Приготовленный таким образом воздух через всасывающий коллектор 4 поступал к вентилятору 5 и подавался испытываемой кассете 8, заполненной материалом. В участках стабилизации 6 и 7 до и после кассеты были установлены подпорные сетки, чтобы обеспечить равномерное распределение воздуха сечению. Под нижней частью кассеты располагался поддон 9, а в верхней части устанавливалось оросительное устройство 10 с прямоугольными прорезями. Вода из поддона забиралась бессальниковым погружным насосом 11 и по гибкому подавалась в мерный сосуд 12, откуда стекала к оросительному устройству 10 для увлажнения материала в кассете. В поддоне 9 устанавливалось поплавковое устройство 13 со стрелочным указателем количества воды в поддоне.

Местный кондиционер испарительного охлаждения КИ-0.5, разработанный НИИ санитарной техники, предназначен для установки в окне или проеме стены [13]. Кондиционер очень прост по конструкции и состоит из следующих основных частей (рис. 1.3): трех кассет с заполнением из гигроскопичного материала; кожуха с поддоном; осевого вентилятора с непосредственным приводом от малошумного однофазного электродвигателя; простейшего бессальникового погружного насоса с непосредственным приводом от малошумного однофазного электродвигателя; передней декоративной панели с пусковыми устройствами для электродвигателей и поворотными приточными решетками.

Таблица 1.1

Технические характеристики местных кондиционеров испарительного охлаждения и создаваемые кратности воздухообменов в типовых жилых помещениях

Показатели	Тип кондиционера		
	КИ-0,5	КИ-1	КИ-1,5
Производительность по воздуху в $m^3/ч$	500	1000	1500
Установочная мощность электродвигателя в <i>квт</i> :			
вентилятора.....	0,02	0,18	0,2
насоса.....	0,02	(общая)	0,04
Эффективность испарительного охлаждения E_d	0,8	0,8	0,8
Размеры части кондиционера, располагаемой в обслуживаемом помещении, в мм:			
высота.....	447	~462	~600
ширина.....	360	~410	~750
глубинка	40	~160	~300
Размеры части кондиционера, располагаемой в окне или проеме стены, а также выступающей наружу, в мм:			
высота	437	~462	~400
ширина.....	330	~410	~600
глубина.....	460	~500	~400
Создаваемые кратности воздухообменов в квартирах типового жилищного строительства в Средней Азии в обмен/ч:			
в крупнопанельном здании, однокомнатная квартира площадью $17m^2$	12	24	36
то же, двухкомнатная квартира площадью $34л^2$	6	12	18
в здании серии 310-И однокомнатная квартира площадью $18,5m^2$	10	22	34
то же, двухкомнатная квартира площадью $27,5m^2$	7	14	22

При эксплуатационной установке выступает наружу часть кондиционера КИ-0.5 с воздухозаборными неподвижными жалюзи. В поддон кондиционера заливается вода вручную через заливной лоток или обеспечивается постоянная подпитка через шаровой поплавковый клапан (при присоединении кондиционера к сети водопровода).

При работающем вентиляторе и насосе рециркулирующая вода подается насосом на орошение слоя заполнения кассет и вентилятор просасывает сухой и горячий наружный воздух через увлажненный слой. При непосредственном контакте с влажной поверхностью явное тепло воздуха расходуется на испарение воды, поэтому температура его снижается, а влажность увеличивается. Одновременно с охлаждением в орошаемом слое происходит и хорошая очистка наружного воздуха от пыли. Охлажденный и очищенный воздух подается вентилятором в обслуживаемое помещение. Изменением положения четырех поворотных решеток на передней панели регулируется направление приточного воздуха.

Наличие самостоятельного привода вентилятора и насоса позволят в ночное время суток или в переходный период года использовать кондиционер на режиме интенсивного притока наружного воздуха без его увлажнения (электродвигатель насоса выключен), что создает эффективное охлаждение и проветривание обслуживаемых помещений.

Кондиционер КИ-1 разработан Харьковским заводом кондиционеров совместно с НИИСТ [14].

Отличительной особенностью конструкции кондиционера является применение электровентиляторной и насосной группы состоящей из центробежного вентилятора и рециркуляционного водяного насоса с непосредственным приводом от однофазного электродвигателя с двумя концами вала.

Кондиционер можно располагать либо в нижней части окна, либо в подоконной нише.

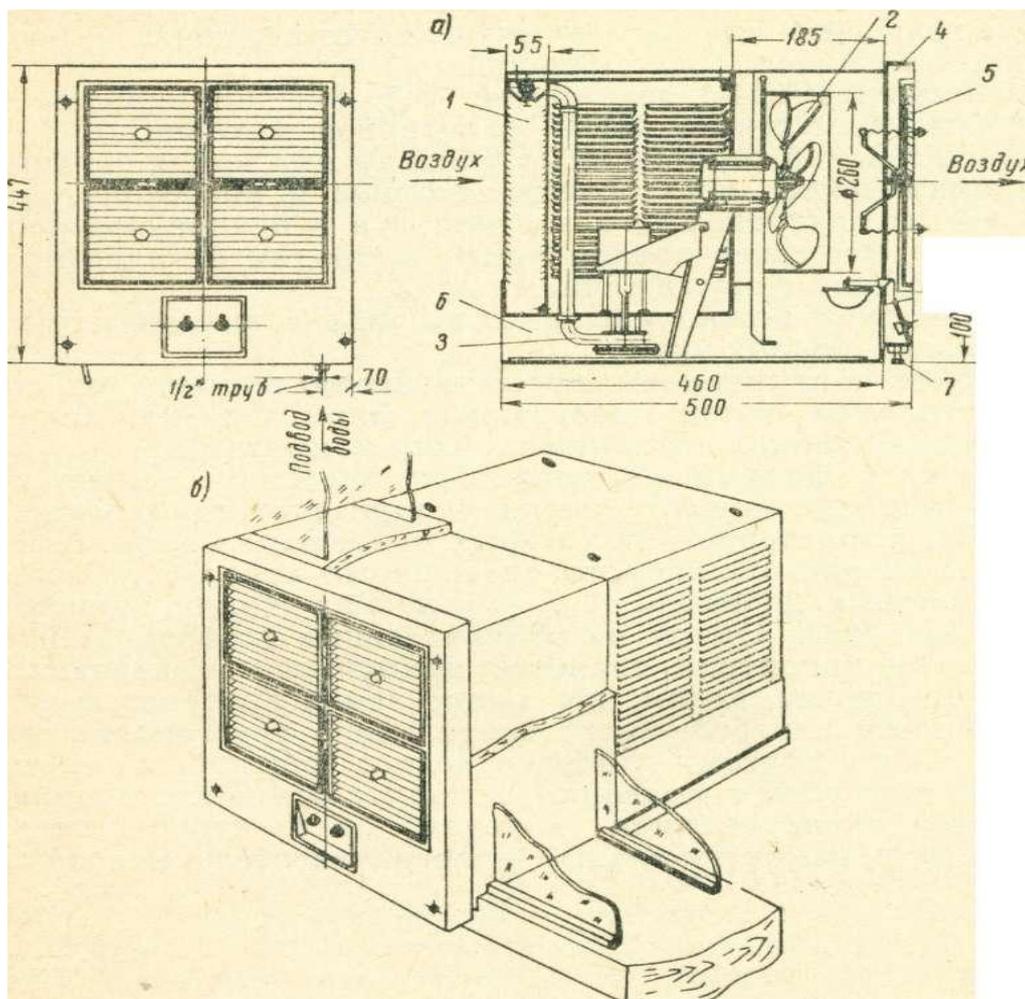


Рис.1.3. Местный кондиционер прямого испарительного охлаждения
типа КИ-0,5

а - схема; б - пример установки кондиционера в оконном проеме; 1 - кассета с гигроскопичным заполнением; 2 - осевой вентилятор с непосредственным приводом от однофазного электродвигателя мощностью 0,02 кВт; 3 – бессальниковый погружной насос с непосредственным приводом от однофазного электродвигателя мощностью 0,02 кВт; 4 - передняя декоративная панель; 5 - поворотные жалюзи; 6 - поддон; 7 - поплавковый клапан постоянного уровня воды

Для охлаждения и осушения воздуха в летнее время, а также для нагревания и увлажнения воздуха в зимний период широко применяют форсуночные кондиционеры, в которых процессы тепло- и влагообмена совершаются при непосредственном контакте между обрабатываемым воздухом и каплями разбрызгиваемой воды.

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).

Капли, одновременно находящиеся в объеме камеры, движутся с переменными по величине и направлению скоростями. В известной мере упорядоченное сопряжение токов воздуха и капель можно ожидать только непосредственно у выхода из отверстий форсунок. В этой области наблюдается явление эжекции воздуха водяными каплями. Состав капель в факеле носит полидисперсный характер хотя в факеле форсунки преобладают капли одного определенного диаметра. Капли распределяются в сечении факела неравномерно они сосредоточиваются на периферии факела, вследствие чего капли в объеме форсуночной камеры распределяются также неравномерно.

Кривизна поверхности капель, обусловленная действием капиллярных сил, оказывает влияние на величину парциального давления на поверхности и, следовательно, на интенсивность процесса тепло- и влагообмена. Так как процесс теплообмена, совершающийся в оросительной камере, происходит в основном конвективным путем, то, естественно, определяющим фактором интенсивности тепло- и влагообмена является скорость смывания капли воздухом. Эта скорость является результирующей скоростью капли относительно воздуха.

Кроме того, не исключена возможность возникновения вращательного движения относительно своей оси той части капель, которые ударяются о стенки камеры.

Развивая гипотезы о гидродинамике этого процесса, можно с достаточной уверенностью предположить, что капли в период пребывания их в объеме форсуночной камеры вначале, т. е. в момент вылета капли из отверстия форсунки, имеют максимальную относительно скорость. При этом капли, направленные против потока воздуха имеют в этот момент большую скорость относительно потока воздуха, чем направленные по движению воздуха.

Можно предположить, что этот момент будет характеризоваться максимальной интенсивностью процесса тепло- и влагообмена, которая затем будет быстро уменьшаться: наконец, наступит такой период, когда движение капли, находящейся в потоке воздуха, будет подчиняться закону Стокса. Этот период характеризуется минимальными значениями относительной скорости, а следовательно и сильным понижением интенсивности процесса тепло- и влагообмена.

В связи с рассмотренным выше предполагаемым механизмом движения капель представляет известный интерес [11], в которой установлено, что наиболее высокая эффективность процесса оказалась у той камеры, в которой вода разбрызгивалась снизу вверх форсунками, грубого распыла, имеющими диаметр выходного отверстия $6\div 8$ мм при сравнительно небольшом давлении воды перед ними. Такое разбрызгивание воды создало новые гидродинамические условия обтекания капель воздухом, при обычном расположении форсунок, и, следовательно, время взаимодействия капель с воздухом при относительно больших скоростях увеличилось. Этим в известной мере можно объяснить увеличение интенсивности тепло и влагообмена, полученного [15] по сравнению с обычным расположением форсунок.

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 $1,8 \text{ м/сек}$, часть капель уносится за пределы выходного сепаратора. При грубом распыле это явление происходит при скорости воздуха, превышающей $3,6 \text{ м/сек}$. Поэтому при определении площади поперечного сечения форсуночной камеры следует принимать скорости, не превышающие указанных пределов.

Выше было показано, что в оросительной камере при полном кондиционировании воздуха в летнее время происходит охлаждение и осушение, а зимой – увлажнение. В этой связи следует заметить, что при адиабатическом процессе увлажнения рекомендуется применять тонкий распыл, при котором преобладают капли малого диаметра.

В случае охлаждения и осушения следует прибегать к грубому распылу, когда капли разбрызгиваемой воды имеют больший диаметр. Это объясняется тем, что при адиабатическом процессе вода имеет постоянную температуру, равную температуре мокрого термометра, и, естественно, малый размер диаметра капель при тонком распыле обеспечит более развитую поверхность испарения по сравнению с грубым распылом, что позволит уменьшить количество разбрызгиваемой воды.

При охлаждении и осушении температура разбрызгиваемой воды должна быть ниже температуры точки росы обрабатываемого воздуха. Температура воды в процессе контакта капелек с воздухом обычно повышается на $3 - 4^\circ$.

Для косвенного испарительного охлаждения характерно участие в процессе переноса тепла и массы двух потоков воздуха: основного охлаждаемого потока, тепло от которого отводится через разделяющую стенку теплообменника без непосредственного контакта с водой, и вспомогательного потока воздуха, обеспечивающего испарительное

охлаждение воды. Начальные параметры обоих потоков воздуха, как правило, равны, так как для испарительного охлаждения воды желательно использовать наружный воздух, имеющий более низкую температуру по мокрому термометру, чем воздух в помещениях. Температура охлаждаемой испарением воды всегда бывает выше температуры точки росы основного охлаждаемого потока воздуха. Поэтому охлаждение воздуха через стенку будет происходить без изменения влагосодержания.

Если воздух с определенными начальными параметрами t_1 и $p_{ш1}$ охлаждать без изменения начального влагосодержания, то одновременно с уменьшением температуры воздуха по сухому термометру будет уменьшаться и его температура по мокрому термометру, т. е. предел естественного испарительного охлаждения. Поэтому очевидно, что с помощью косвенного испарительного охлаждения можно получать воздух, имеющий более низкую температуру по мокрому термометру по сравнению с наружным воздухом. В этом случае при последующей обработке воздуха методами прямого испарительного охлаждения удастся получить более низкие конечную температуру и влагосодержание, чем это возможно только при одном прямом испарительном охлаждении наружного воздуха.

Методы косвенного испарительного охлаждения позволяют обеспечить охлаждение основного потока воздуха при постоянном влагосодержании без использования искусственного источника холодоснабжения (артезианской скважины, воды горных рек и др.). Для косвенного испарительного охлаждения можно выделить две принципиальные схемы:

1) **р а з д е л ь н а я** схема, при которой через воздухоохладитель циркулирует вода, предварительно охлажденная испарением в отдельной градирне;

2) **с о в м е щ е н н а я** схема, при которой циркулирующая вода охлаждается испарением в самом теплообменнике при непосредственном контакте со вспомогательным потоком воздуха.

Для отдельной схемы косвенного испарительного охлаждения характерно наличие двух аппаратов (рис. 1.4): поверхностного воздухоохладителя для охлаждения основного потока воздуха водой, предварительно охлажденной испарением, и градирни, в которой при непосредственном контакте воды со вспомогательным потоком воздуха происходит испарительное охлаждение воды, подогретой в воздухоохладителе. Циркуляция воды между обоими аппаратами осуществляется с помощью насоса.

Для совмещенной схемы характерно наличие одного аппарата тепло- и массообмена, в котором происходит отвод явного тепла от основного потока воздуха через разделяющую стенку и испарительное охлаждение воды при непосредственном контакте с потоком вспомогательного воздуха.

Теплообменник 1 образован из двух трубных решеток 2, в которые заделаны пластинчатые элементы 3, образующие внутренние 4 и наружные 5 каналы. По внутренним каналам проходит основной поток воздуха 6, тепло от которого передается через разделяющие стенки к воде, стекающей по стенкам наружных каналов. Навстречу стекающей воде по наружным каналам движется вспомогательный поток воздуха 7, который обеспечивает испарительное охлаждение воды. В каналах теплообменника испаряется только часть воды, а основная ее масса собирается в поддоне 8, откуда насосом 9 вода снова подается через форсунки 10 на орошение каналов.

Количество испарившейся воды пополняют, подавая в поддон свежую воду из водопровода. Пластинчатые элементы заделывают в трубные решетки теплообменника так, чтобы обеспечить герметичность между внутренними и наружными каналами. При этом основной поток воздуха не соприкасается с водой и его охлаждение происходит только с отводом явного тепла. В качестве вспомогательного потока, как правило, используется наружный воздух. Благодаря непосредственному контакту вспомогательного потока воздуха с водой происходят процессы переноса тепла и массы, обеспечивающие испарительное охлаждение.

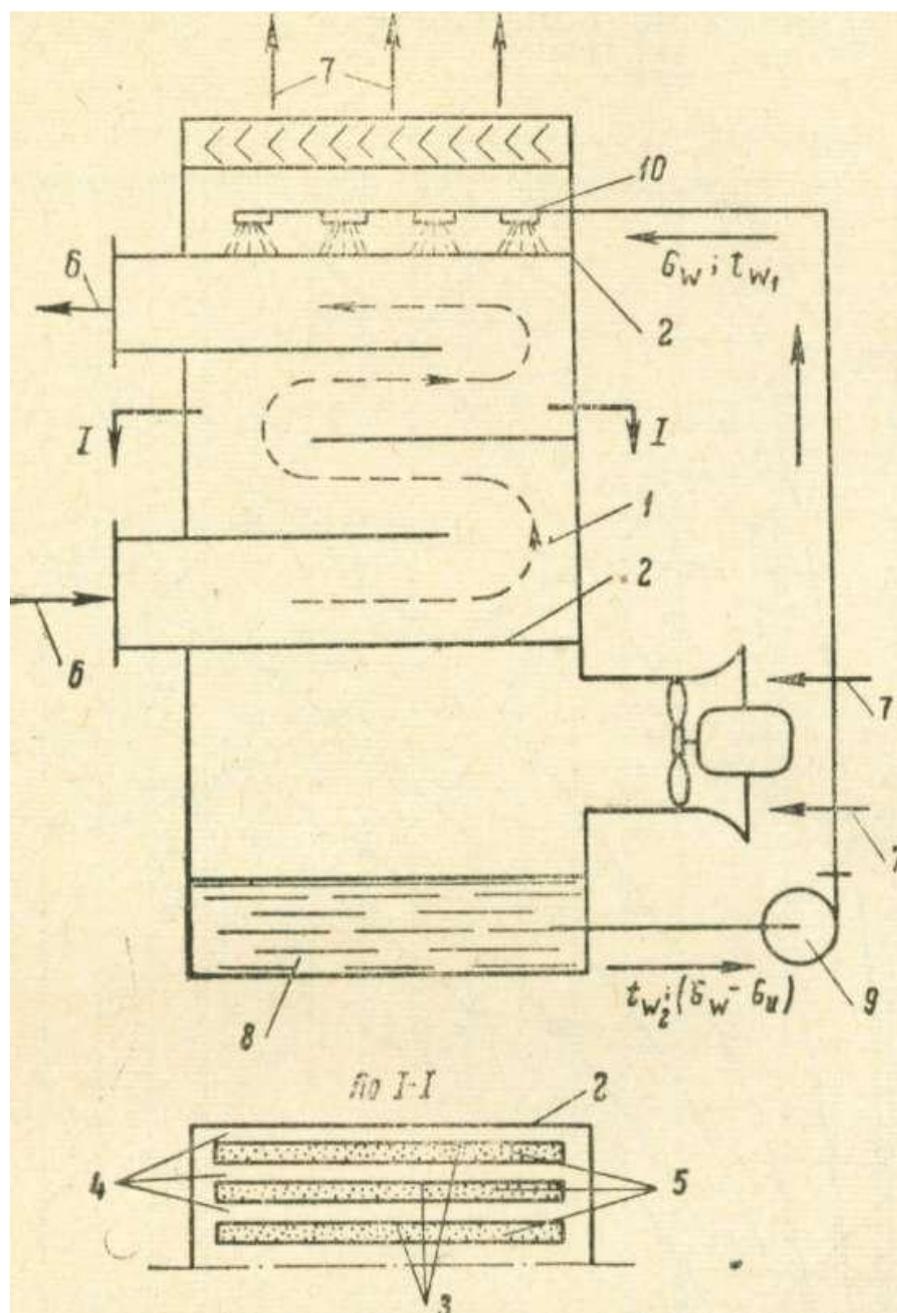


Рис. 1.4 Принципиальная схема теплообменника косвенного испарительного охлаждения

Примечание. Основной поток 6 имеет следующие параметры: начальные - G ; t_1 ; t_{m1} ; P_{n1} ; d_1 ; I_1 ; конечные - G ; t_2 ; t_{m2} ; d_2 ; I_2 . Вспомогательный поток 7 имеет следующие параметры: начальные - G_6 ; t_{B1} ; t_{m61} ; d_{B1} ; I_{B1} ; $P_{ПВ1}$; конечные - G_6 ; t_{B2} ; t_{mB2} ; $P_{ПВ2}$; d_{B2} ; I_{B2} .

1.2 Двухступенчатое испарительное охлаждение кондиционируемого воздуха

Под двухступенчатым испарительным охлаждением подразумеваются схемы последовательной обработки основного потока воздуха методами косвенного и прямого испарительного охлаждения. Так же как и при одноступенчатом косвенном испарительном охлаждении, для двухступенчатых схем характерно наличие двух потоков воздуха — основного и вспомогательного.

Принципиальная особенность схемы двухступенчатого испарительного охлаждения состоит в том, что в первой ступени происходит косвенное испарительное охлаждение и получается более низкая температура по мокрому термометру основного потока воздуха по сравнению с температурой наружного (атмосферного) воздуха, параметры которого рассматриваются как естественный предел испарительного охлаждения. Тем самым при последующей обработке основного потока воздуха во второй ступени методами прямого испарительного охлаждения обеспечивается получение более низких параметров воздуха по сравнению с естественным пределом испарительного охлаждения.

Для систем двухступенчатого испарительного охлаждения производительностью по воздуху от 10 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$ и более целесообразно использовать типовые секции центральных горизонтальных кондиционеров с применением для первой ступени раздельной схемы косвенного испарительного охлаждения [18].

На рис. 1.5 показана принципиальная схема кондиционера двухступенчатого испарительного охлаждения на базе типовых секций. В летнее время в кондиционере обрабатывается только наружный воздух с более низкой температурой по мокрому термометру по сравнению с параметрами воздуха в обслуживаемых помещениях. Наружный воздух через теплый клапан I поступает в основной кондиционер.

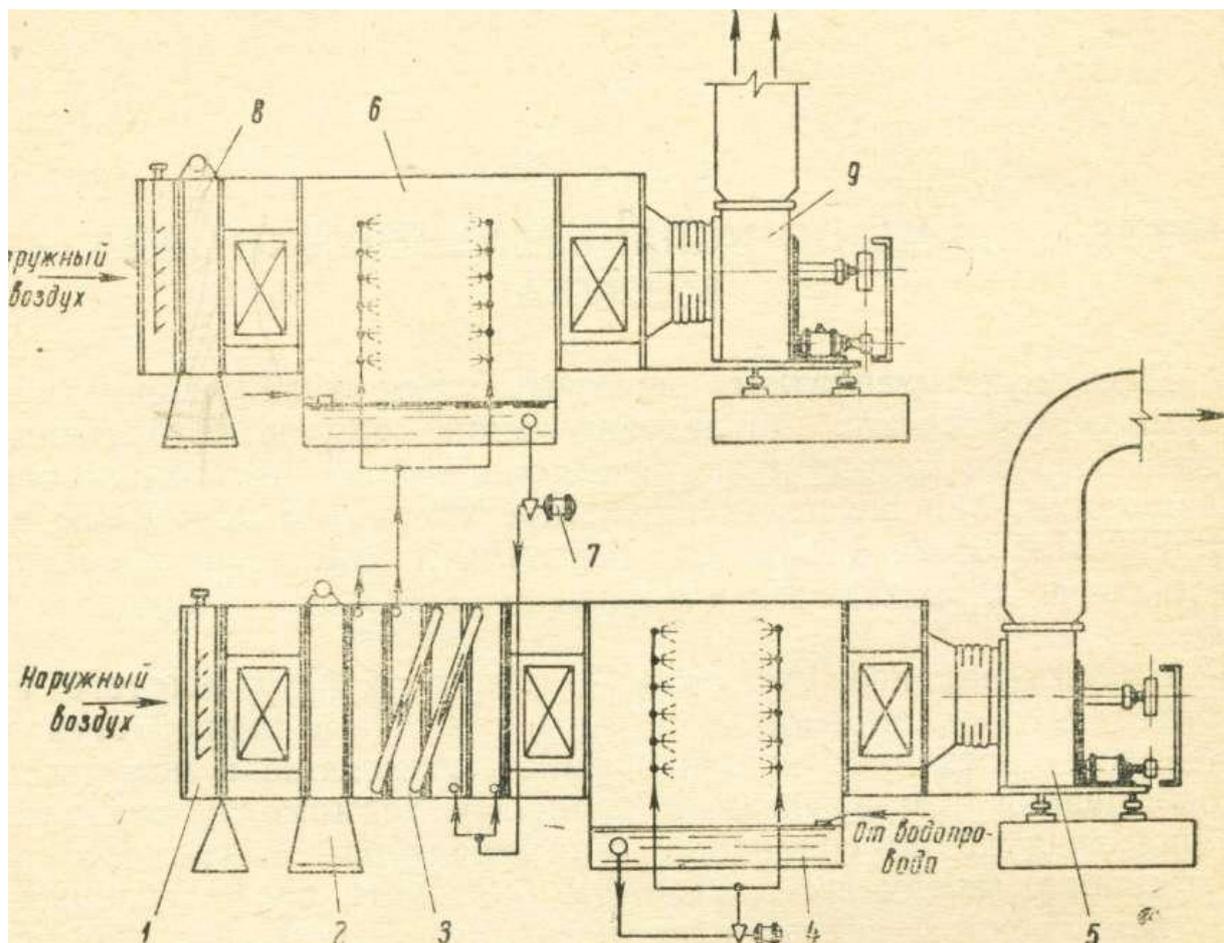


Рис. 1.5. Принципиальная схема кондиционера двухступенчатого испарительного охлаждения, собранного из типовых секций центральных кондиционеров

Теплый клапан может иметь автоматическое управление путем блокировки исполнительного механизма привода клапана с пускателем электродвигателя вентилятора основного кондиционера. При пуске вентилятора 5 теплый клапан 1 автоматически открывается, а при остановке закрывается.

В секции фильтров 2 происходит очистка основного потока воздуха, который далее поступает на охлаждение в первую ступень - поверхностные воздухоохладители 3 отдельной схемы косвенного испарительного охлаждения. После охлаждения при постоянном влагосодержании основной поток воздуха поступает на прямое испарительное охлаждение по второй ступени в форсуночную камеру 4. Охлажденный и увлажненный основной поток воздуха вентилятором 5 подается по воздуховодам к обслуживаемым помещениям [20].

Испарительное охлаждение воды, циркулирующей через поверхностные воздухоохладители первой ступени 3 основного кондиционера, осуществляется в форсуночной камере 6 вспомогательного кондиционера. Циркуляционный насос 7 забирает охлажденную воду из поддона форсуночной камеры 6 и подает в воздухоохладители 3, после которых подогретая вода разбрызгивается через форсунки. Для избежания загрязнения циркуляционной воды целесообразно устанавливать во вспомогательном кондиционере воздушный фильтр 8, обеспечивающий предварительную очистку вспомогательного потока воздуха. Убыль воды от испарения в форсуночных камерах 4 и 6 основного и вспомогательного кондиционеров пополняется из водопроводной сети через поплавковые регуляторы постоянного уровня, которые поставляются в комплекте с типовыми форсуночными камерами. После вентилятора 9 вспомогательного кондиционера воздух имеет сравнительно низкую температуру. Поэтому можно использовать выбросной вспомогательный поток воздуха для охлаждения ограждающих строительных конструкций, чердачного помещения, кровли. Это позволит снизить теплопоступления в

обслуживаемые помещения и тем самым сократить требуемую мощность основного кондиционера. Возможны и другие схемы использования выбросного воздуха, которые рассматриваются ниже при описании смешанных схем испарительного охлаждения.

Сравним показатели удельной мощности на 1000 ккал/ч для рассчитанной схемы кондиционера двухступенчатого испарительного охлаждения с показателями для автономных кондиционеров, которые представляют собой один из наиболее экономичных видов оборудования с использованием холодильных машин. В качестве автономного кондиционера рассмотрим конструкцию выпускаемого промышленностью кондиционера типа КС-25. Принимаем наиболее экономичную схему работы автономного кондиционера с обработкой только количества наружного воздуха, требуемого по санитарной норме.

Общая холодопроизводительность автономного кондиционера КС-25 равна 25000 ккал/ч и при обработке 20% наружного воздуха холодопроизводительность кондиционера по ассимиляции теплоизбытков в обслуживаемых помещениях составит 20000 ккал/ч . Следовательно, чтобы получить такую же примерно холодопроизводительность, как в двухступенчатом кондиционере (40320 ккал/ч), необходимы два автономных кондиционера КС-25. Установочная мощность для вентиляторов и холодильного компрессора в одном кондиционере КС-25 – 11 квт . Для работы кондиционера КС-25 на охлаждение водяного конденсатора холодильной машины нужно подавать 4600 кг/ч воды с начальной температурой 25°C [22].

Наиболее целесообразно использование вентиляторной градирни для испарительного охлаждения воды, циркулирующей через конденсаторы холодильных машин кондиционеров. По укрупненным показателям расход мощности на работу вентиляторной градирни и циркуляционного насоса составит 8 квт/ч . Тогда общая мощность для системы из двух автономных кондиционеров КС-25

$$\Sigma N = 22 + 8 = 30 \text{ кВт}$$

или мощность на 1000 ккал/ч холодопроизводительности:

на 1000 ккал/ч общего охлаждения приточного воздуха в кондиционерах

$$\frac{30 \cdot 1000}{50000} = 0,6 \text{ кВт/1000 ккал}$$

на 1000 ккал/ч охлаждающей способности по ассимиляции теплоизбытков в обслуживаемых помещениях

$$\frac{30 \cdot 1000}{40000} = 0,75 \text{ кВт/1000 ккал.}$$

Сравнительные показатели для обеих систем даны в табл. 1.2, из которой видно, что мощности на 1000 ккал/ч охлаждающей способности приточного воздуха по ассимиляции теплоизбытков в системе с автономными кондиционерами и системе двухступенчатого испарительного охлаждения практически одинаковы. Необходимо отметить, что для схемы кондиционера двухступенчатого испарительного охлаждения приняты высокие температуры наружного воздуха и значительная степень охлаждения основного потока воздуха в первой ступени. Вследствие этого мощность вспомогательного кондиционера превышала мощность основного кондиционера.

Экономичность схем кондиционера двухступенчатого испарительного охлаждения особенно отчетливо видна при обработке только одного наружного воздуха, что обязательно в случаях, когда по санитарно-гигиеническим нормам не допускается рециркуляция воздуха (хирургические и инфекционные отделения больниц, производства со значительными выделениями вредностей и др.). В этих условиях удельная мощность для систем двухступенчатого испарительного охлаждения в 2,5—3 раза меньше, чем для систем с холодильными машинами, как это видно из табл 1.3.

Таблица 1.2

Сравнительные показатели двух систем [25]

Показатели	Тип системы	
	двухступенчатое испарительное охлаждение	два автономных кондиционера КС-25
Производительность по воздуху, подаваемому в обслуживаемые помещения, в $m^3/ч$	20000	10000
Располагаемое давление для сети присоединительных воздуховодов в $кг/м^2$	30	15
Охлаждающая способность по ассимиляции теплоизбытков в обслуживаемых помещениях в $ккал/ч$	40320	40000
Общее охлаждение приточного воздуха в $ккал/ч$	126095	50000
Установочная мощность электродвигателей для основных кондиционеров (привод вентиляторов, холодильных компрессоров) в $кВт$...	12,9	22
Количество циркулирующей воды в теплообменниках первой ступени или для охлаждения конденсаторов холодильных машин в $кг/ч$	25964	9200
Установочная мощность для охлаждения циркулирующей воды в первой ступени испарительного кондиционера или в градирне для автономных кондиционеров в $кВт$...	18,6	8
Общий расход электроэнергии при наличии градирни в схема автономных кондиционеров в $квт-ч$	31,5	30
Мощность на 1000 $ккал/ч$: по общему охлаждению приточного воздуха	0,25	0,6
по охлаждающей способности для ассимиляции теплоизбытков в обслуживаемых помещениях	0,785	0,75

Для общественных зданий, где как правило, бывает одновременно большое число людей (театры, кино, рестораны, столовые и др.), процентное содержание наружного воздуха в общем количестве приточного воздуха значительно увеличивается. Поэтому экономические показатели систем испарительного охлаждения по сравнению с автономными кондиционерами выше.

Экономическая эффективность отдельных схем двухступенчатого испарительного охлаждения повысится, если в качестве второй ступени использовать не обычные типовые форсуночные камеры, а специально разработанные увлажнительные секции с орошаемым слоем.

Использование двух вращающихся регенеративных теплообменников (ВРТ) позволяет повысить степень охлаждения воздуха, устранить жесткую связь степени его охлаждения воздуха с влажностью, а также оптимизировать относительную влажность охлаждаемого воздуха (в пределах 40 – 60 %).

В Институте энергетики и автоматики АН РУз разработан охладитель с ВРТ, который имеет расчетную производительность по воздуху $160 \text{ м}^3/\text{час}$, по холоду – 200 Вт. В нем предусмотрено независимое изменение скорости вращения теплообменников, изменение количества распыляемой воды. Атмосферный воздух подается в охладитель двумя вентиляторами ВН-2, для вращения ротора ВРТ использован электродвигатель с редуктором РД-09 (8 – 10 об/мин). Общая потребляемая электрическая мощность составляет не более 45 Вт. Достигнуто охлаждение на $7 \text{ }^\circ\text{C}$ при температуре окружающего воздуха $35 - 40 \text{ }^\circ\text{C}$ (июль – август 2013 года). Величина потребляемой мощности позволяет для привода всех механизмов охладителя использовать солнечные фотоэлектрические генераторы небольшой мощности и приемлемой стоимости. Возможна дальнейшая оптимизация конструкции и параметров разработанного охладителя. В частности, требуется согласование параметров насоса подачи воды с ее расходом.

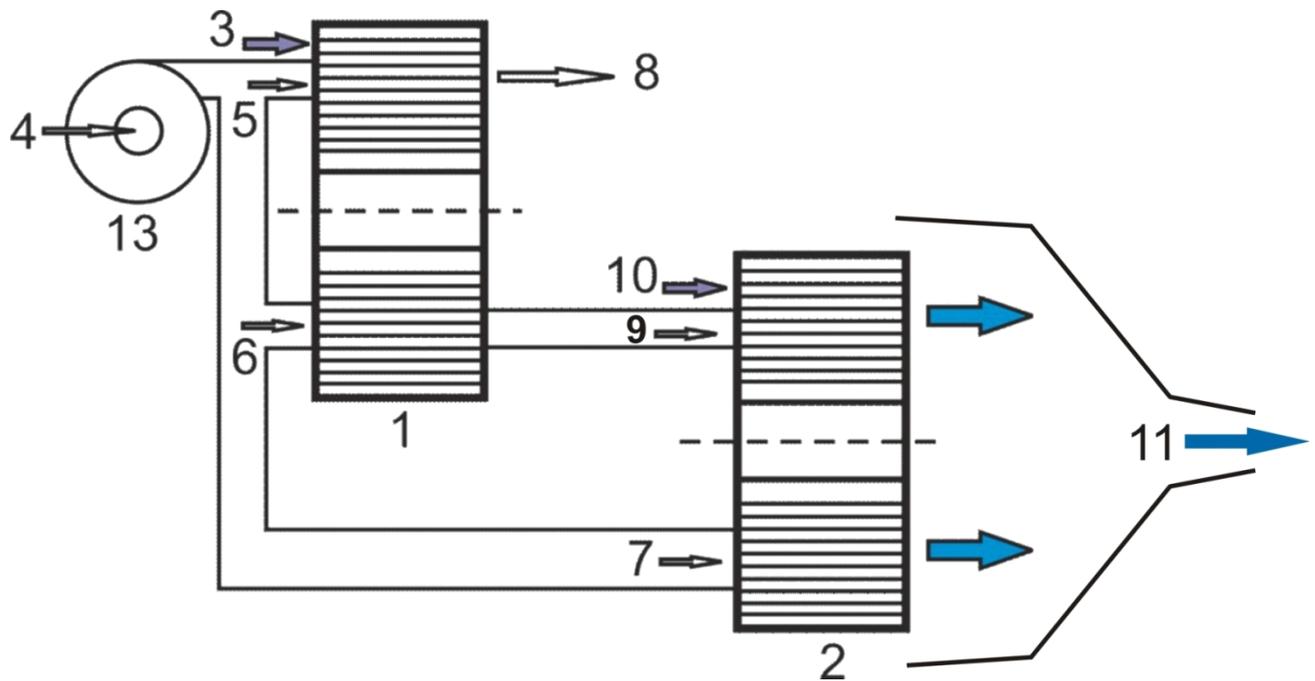


Рис.1.6. Схема опытной установки двухступенчатого испарительного охладителя с ВРТ с измеренными параметрами воздуха.

- 1 и 2 – ВРТ
- 3 и 10 вода
- 4 воздух атмосферный
- 5, 6, 7 потоки воздуха в ВРТ
- 8 воздух влажный в атмосферу
- 9 воздух после 1-ВРТ
- 11 охлажденный воздух в помещение (смешанный)

На основании приведенных данных можно сказать, что создан компактный, автономный, экологически чистый кондиционер воздуха, пригодный для массового применения. Расход электроэнергии такого кондиционера составляет примерно 20 - 25 % от затрат компрессионного кондиционера равной хладопроизводительности.

В настоящее время ведется оптимизация параметров отдельных узлов, исследуется связь степени охлаждения и влажности охлажденного воздуха с его скоростью (т. е. фактически с объемом охлаждаемого воздуха), влажностью и температурой внешнего (атмосферного) воздуха.

Исследуемый макет работает следующим образом (рис.1.6). Наружный воздух из атмосферы 1 нагнетательным вентилятором 2 подается в мокрую 3 и сухую 5 секции первого ВРТ 6. В мокрую секцию этого же ВРТ распыляется вода 4, которая, испаряясь, охлаждается и отбирает тепло у потока воздуха 3. Проходя через мокрую секцию первого ВРТ, насыщенный влажный воздух охлаждает находящийся в этой секции промежуточный теплоноситель, расположенный в секторах ротора ВРТ. Затем этот поток воздуха, насыщенный парами воды, выбрасывается в атмосферу (8). Ротор ВРТ приводится во вращение со скоростью 6 – 8 об/мин электродвигателем с редуктором. Охлажденный промежуточный теплоноситель через половину оборота ротора оказывается в сухой секции, через которую проходит второй поток 5 воздуха из атмосферы, охлаждается и поступает (9) в мокрую секцию второго ВРТ 11, куда распыляется вода 10. После второго ВРТ насыщенный влагой охлажденный воздух может подаваться в помещение 12 или выбрасываться в атмосферу в зависимости от требуемых условий кондиционирования. В сухую секцию второго ВРТ поступает третья часть 7 атмосферного воздуха, охлаждается в результате теплообмена с холодным промежуточным теплоносителем и далее (13) поступает в помещение. Меняя соотношение потоков воздуха 12 и 13, можно регулировать как степень охлаждения помещения, так и влажность воздуха в ней.

Важным условием непрерывной работы всех испарительных охладителей, в том числе и исследуемого, является выброс использованного воздуха из охлаждаемого помещения в атмосферу. В противном случае через некоторое время после начала работы испарительного охладителя воздух в помещении насыщается парами воды (в результате непрерывного испарения воды), и охладитель перестает выполнять свою основную функцию. Поток воздуха, выбрасываемый из помещения и имеющий низкую по сравнению с атмосферным температуру, но повышенную влажность, может быть использован для охлаждения потока воздуха 1, поступающего из атмосферы в охладитель. Это повысит энергетическую эффективность рассматриваемого охладителя.

1.3. Анализ существующих методик расчета температурных параметров испарительных охладителей воздуха

Системы кондиционирования воздуха с двухступенчатыми системами испарительного охлаждения и регенеративного теплообмена с применением сухого воздухоохладителя (рекуперативного теплообменника).

Рассматриваемый вариант конструктивного исполнения системы кондиционирования воздуха отличается от предыдущих систем, изложенным в разделах 1.1 и 1.2 тем, что комнатный воздух охлаждается в сухом воздухоохладителе (т.е. с помощью рекуперативного теплообменника), установленном внутри помещения. Обратная вода, охлаждения в системе состоящая из двухступенчатой испарительном охладителе и двух регенеративными теплообменников подается в сухой воздухоохладитель (рис. 1.7).

из окружающей среды

в окружающую среду

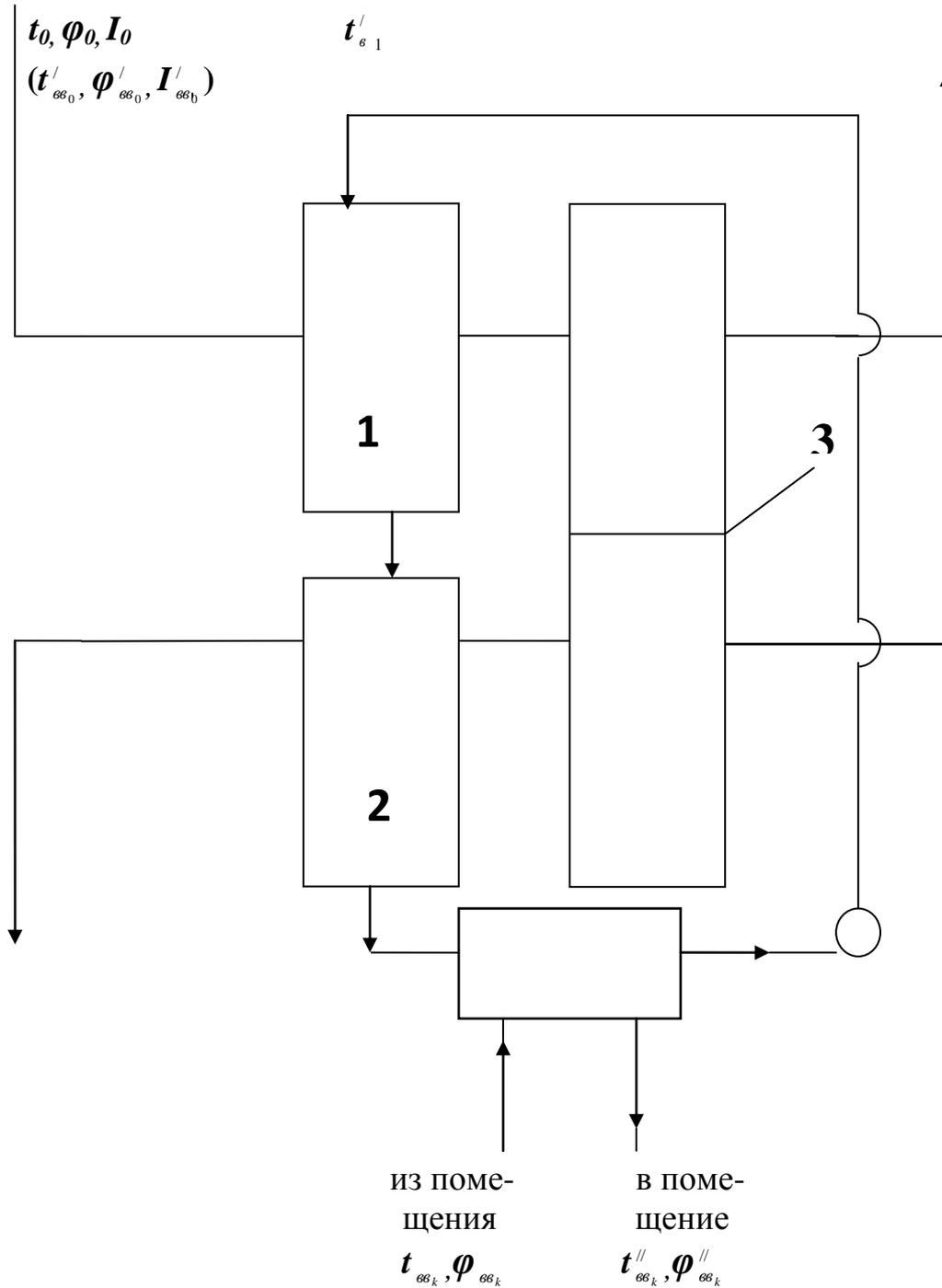


Рис. 1.7. Принципиальная блочная схема двухступенчатой испарительной охлаждающей установки с применением с одним вращающимся регенеративным теплообменником и сухим воздухоохладителем.

1 и 2 – соответственная, первая и вторая ступени испарительного охладителя с вертикальными орошаемыми кассетами; 3 – вращающийся регенеративный теплообменник; 4 – циркуляционный насос обратной воды; 6 – комнатный воздухоохладитель.

Тепловая эффективность испарительного охлаждения кондиционируемого воздуха при прочих равных условиях зависит в первую очередь от температуры влажного воздуха по мокрому термометру.

В существующей практике значение t_m измеряется с помощью аспирационного психрометра Августа [5, 7] или определяется с помощью $I-d$ -диаграммы влажного воздуха при заданных значениях температуры по сухому термометру $t_{cs} = t_o$ и относительной влажности влажного воздуха (φ) [5.7].

Однако существующие $I-d$ -диаграммы принцип построения которой предложена в 1918г. проф. Л.К. Рамзиным, как правило, построены для определенных значений атмосферного давления (P_δ) 730, 745 и 760мм [2]. К тому же, $I-d$ -диаграмма по своему характеру приближенная, т.к. имеет погрешность до 10%

Если учесть, что в различных регионах нашей Республики значение атмосферного давления (P_δ) колеблется от 680мм. рт. ст (черные и предгорные районы Ташкентской, Самаркандской и Наманганской областей) до 730 (северные районы Республики), повсеместное применение $I-d$ -диаграммы, построенную, например, для P_δ 730мм. рт. ст., может привести существенным погрешностям в расчетах.

В связи с таким положением возникает необходимость разработки более точной методики расчета t_m для любых значений - t_o , φ_o и P_δ .

В рассматриваемом режиме при прохождении комнатного воздуха через сухой воздухоохладитель его влагосодержание не изменится. Повышение относительной влажности проточного воздуха происходит за счет снижения его температуры. В данных варианта конструктивного исполнения системы кондиционирования воздуха системы испарительного охлаждения и вращающихся регенеративных теплообменников могут быть установки за пределами помещения. Это в свою очередь позволяет полностью исключить попадание в помещение неприятных запахов плесень и привод, образованных в системах испарительного охлаждения водим

воздуха. Результаты расчетов по определению значения $t_{вв_k}$ и $\varphi_{вв_k}$ показывают, что в результате введения в систему рекуперативного теплообменника (комнатного сухого воздухоохладителя) позволяет снизить температуру приточного воздуха на $1,0-1,5^{\circ}C$ (т.е. до $18\div 19^{\circ}C$) и относительной влажности на 25% (т. до 0.5) по сравнению с чем у системы, рассмотренной в разделе 1.2.

Выводы по первой главе:

1. Предложена классификация устройств испарительного охлаждения кондиционируемого воздуха.
2. Из-за относительно низкой тепловой эффективности солнечных охлаждающих устройств применение их в качестве источника холода для летнего кондиционирования на сегодняшний день нецелесообразно.
3. Применение двухступенчатого испарительного охлаждения воды и воздуха является важным фактором при экономии топливно-энергетических ресурсов в летних системах кондиционирования воздуха.

ГЛАВА 2. РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ТЕМПЕРАТУР-НЫХ ПАРАМЕТРОВ ОБОРОТНОЙ ВОДЫ И КОНДИЦИОНИРУЕМОГО ВОЗДУХА В ПРОЦЕССЕ ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

2.1 Методика расчета температуры оборотной воды, охлаждаемой в орошаемых слоях

Для осуществления процесса испарительного охлаждения оборотной воды в системах кондиционирования наибольшее распространение получили форсуночные и оросительные аппараты [2, 5, 7].

В аппаратах форсуночного типа развитие поверхности константа между воздухом и водой достигается путем разбрызгивания воды через форсунки, последнее обеспечивает образования множества мелких капель в форсуночных камерах. Форсуночные камеры как правило, имеют большие производительности по воздуху и применяются в промышленных объектах, где необходимо по условиям производства осуществлять снижение температуры и поддерживать высокую относительную влажность воздуха в таких, текстильные предприятия и т.п. [7].

Для общественных и жилых зданий более экономичны и удобны местные испарительные водо- и воздухоохладители с орошаемыми слоями меньшей производительности по воздуху, устанавливаемые в самих обслуживаемых помещениях или в непосредственной близости от них [2].

В нашей работе рассматривается испарительное охлаждение воды и кондиционируемого воздуха в орошаемых слоях, в которых допустимо принимать параметры влажного воздуха в них равными соответствующим параметрам насыщенного воздуха при температуре орошаемой воды (t_0).

На материалы орошающего слоя в водо- и воздухоохладителях рассматриваемого типа предъявляются следующие требования:

- наибольшее развитие константной поверхности в одинаковом объеме заполнения;
- наиболее полная смачиваемость поверхности или самого материала с водой при наименьших затратах энергии на подачу воды;

- высокие показатели эффективности испарительного охлаждения при минимальных аэродинамических сопротивлениях ;
- стойкость материала против гниения, коррозии, выветривания, образования вредных запахов;
- устойчивость против заражения бактериями;
- малая стоимость и доступность исходного материала

Для заполнения орошаемых слоев применяются синтетические волокна, древесные волокна и стружки, стекловолокно, волокна коры пальмовых деревьев, металлические проволоки, пластины пористых пластмасс, тонкие металлические листы [2].

В таблице 2.1 приведены данные о значениях поверхности константной тепломассообмена в единице объема частиц некоторых материалов заполнения орошаемого слоя (a) по [26].

Табл.2.1

Материал заполнения и средние размеры частиц в мм	Отношение контактной поверхности тепломассообмена (FТО)К единице объема (V), м ² /м ³ (a)
Волокно нейлона диаметром 0,25 и длиной 200	16000
Стекловолокно диаметром 0,135 и длиной 200	29629
Гофрированное стекловолокно диаметром 0,04 и длиной 50	100 000
Гофрированная алюминиевая лента толщиной 0,225, шириной 51 и длиной 600	8900
Латунная сетка из гофрированной латунной проволоки диаметром, 0,25 и длиной 600	16 000

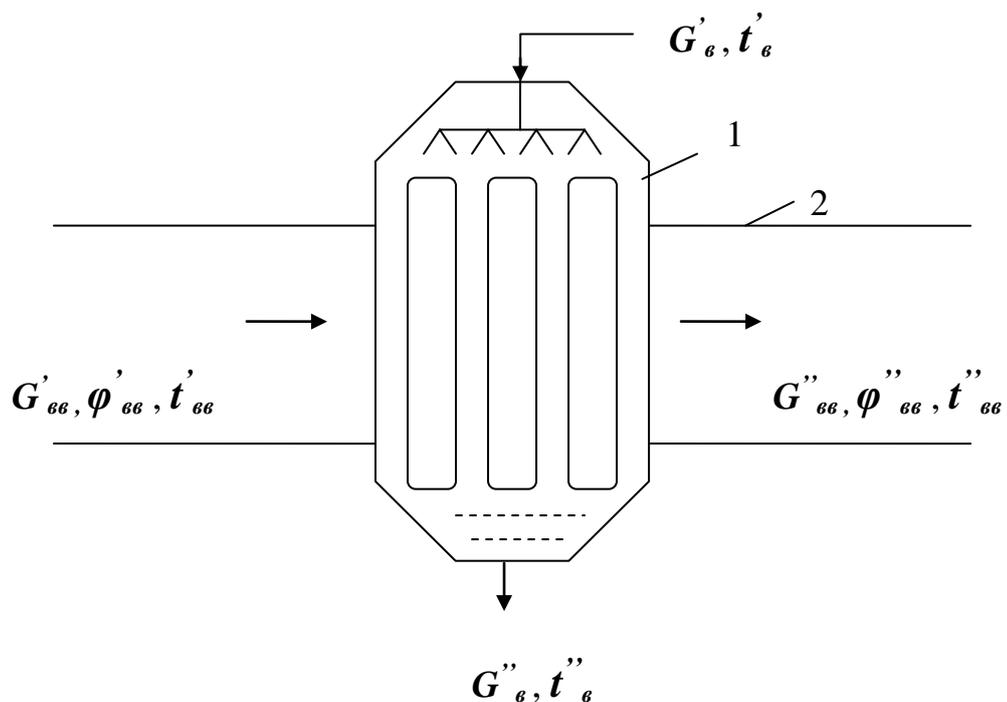


Рис. 2.1. Принципиальная расчетная схема испарительного водо- и воздухоохладителя с орошаемым слоем:

1- вертикальная кассета из трех орошаемых слоев; 2- воздуховод; $G_{вв}$ - расход влажного воздуха; $G_в$ - расход орошающей воды; $t_{вв}$ и $\varphi_{вв}$ - температура и влажность воздуха; $t_в$ - температура орошающей воды ('- означает на входе и ''- на выходе из камеры орошения).

Принципиальная расчетная схема испарительного водо- и воздухоохладителя с орошаемым слоем приведена на рис. 2.1.

Согласно расчетной принципиальной схеме, приведенной на рис. 2.1, дифференциальное уравнение стационарного теплового баланса для рассматриваемого водо- и воздухоохладителя имеет вид

$$dQ_{\epsilon} = dQ_{\text{конв}} + dQ_{\text{исп}}, \quad (2.1)$$

где

$$dQ_{\epsilon} = G_{\epsilon} C_{p_{\epsilon}} dt_{\epsilon} \quad (2.2)$$

- поток тепла, отдаваемого охлаждаемой водой;

$$dQ_{\text{конв}} = \alpha_{\kappa} (t_{\text{вв}} - t_{\epsilon}) dF_{\text{мо}} \quad (2.3)$$

- явный (конвективный) поток тепла из влажного воздуха к воде;

$$dQ_{\text{исп}} = \beta_{pr} (P_{\epsilon} - P_0) df_{\text{мо}} \quad (2.4)$$

- скрытый (путем испарения) поток тепла от воды к влажному воздуху;

α_{κ} - коэффициент конвективного теплообмена между влажным воздухом и водой в орошаемом слое; β_{pr} - коэффициент массообмена между водой и влажным воздухом в орошаемом слое, отнесенный к разности парциальных давлений на поверхности испарения (P_{ϵ}) и вдали от нее (P_0); r - скрытая теплота парообразования воды;

$$dF_{\text{мо}} = a dV = a F_{\text{нс}} d\delta \quad (2.5)$$

- тепло-и массообменной поверхности орошающего слоя в его элементарном объеме dV ;

$F_{\text{нс}}$ - площадь поверхности поперечного оросительной камеры; δ - толщина орошаемого слоя.

Подставляя (2.2)- (2.5) в (2.1), получим

$$\frac{G_{\varepsilon, y\delta}}{a} C_{p\varepsilon} dt_{\varepsilon} = [\alpha_{\kappa} (t_{\varepsilon\varepsilon} - t_{\varepsilon}) - \beta_{pr} (P_{\varepsilon} - P_o)] d\delta, \quad (2.6)$$

где

$$G_{\varepsilon, y\delta} = \frac{G_{\varepsilon}}{F_{nc}} \quad (2.7)$$

- плотность потока орошающей воды, отнесенная к единице площади поперечного (т.е. живого) сечения оросительной камеры.

Для решения уравнения (2.6) сначала выразим температуру влажного воздуха по сухому термометру $t_{\varepsilon\varepsilon}$ через температуру влажного воздуха по мокрому термометру (t_m). Для этого пользуемся условия установившегося термодинамического равновесия между поборами явного и скрытого тепла

$$\alpha_{\kappa}(t_{\varepsilon\varepsilon} - t_m) = \beta_{pr} (P_{tm} - P_o), \quad (2.8)$$

предложенным в [5, 7].

В (2.8) P_{tm} – парциальное давление водяных паров над поверхностью испаряемой воды, имеющей температуру насыщения, т.е. мокрого термометрии.

Определим значение $t_{\varepsilon\varepsilon}$ из (2.8)

$$t_{\varepsilon\varepsilon} = t_m + \frac{\beta_{pr}}{\alpha_{\kappa}} (P_{tm} - P_o). \quad (2.9)$$

Подставляя (2.48) в (2.45), получили

$$\frac{G_{\varepsilon, y\delta}}{a} C_{p\varepsilon} dt_{\varepsilon} = \alpha_{\kappa} t_m + \beta_{pr} (P_{tm} - P_o) - \alpha_{\kappa} t_{\varepsilon} - \beta_{pr} (P_{\varepsilon} - P_o)$$

или

$$\frac{G_{\varepsilon, y\delta}}{a} C_{p\varepsilon} dt_{\varepsilon} = \alpha_{\kappa} (t_m - t_{\varepsilon}) + \beta_{pr} (P_{tm} - P_{\varepsilon}). \quad (2.10)$$

Для решения уравнения (2.10) относительно искомой температуры- t_{δ} на основе зависимости упругости насыщенного пара над водой по установим аппроксимационную зависимость между P_{LM} и t_M , а также P_{δ} и t_{δ} : Как показывают расчеты по установления такой зависимости, в интервале изменения t_M от 10°C до 25°C аппроксимации P_{LM} и P_{δ} через t_M и t_{δ} могут быть представлены виде

$$P_{LM} = t_M - 1,5, \text{ } ^\circ\text{C} , \quad (2.11)$$

$$P_{\delta} = t_{\delta} - 1,5, \text{ } ^\circ\text{C} . \quad (2.12)$$

Подставляя (2.11) и (2.12) в (2.10), получим

$$G_{\delta y \delta} C_{p_{\delta}} dt_{\delta} = -(\alpha_k + \beta_p r) (t_{\delta} - t_M) a d\delta,$$

откуда

$$\frac{dt_{\delta}}{t_{\delta} - t_M} d = e^{-\frac{(\alpha_k + \beta_p r) a}{G_{\delta y \delta} C_{p_{\delta}}} d\delta} \quad (2.13)$$

Интегрируя левую часть (2.13) от t_B' до t_B'' , а правую-от 0 до δ , получим

$$\frac{t_B'' - t_M}{t_B' - t_M} = e^{-\frac{(\alpha_k + \beta_p r) a}{G_{\delta y \delta} C_{p_{\delta}}} \delta}$$

или

$$t_{\delta}'' = t_M + (t_{\delta}' - t_M) e^{-\frac{(\alpha_k + \beta_p r) a}{G_{\delta y \delta} C_{p_{\delta}}} \delta} \quad (2.14).$$

Как следует из анализа решения (2.14), при $(\alpha_k + \beta_p r) a \delta \ll G_{\delta y \delta} C_{p_{\delta}}$, т.е. больших значениях удельного расхода охлаждаемой воды при малой толщине орошаемого слоя (δ) $t_{\delta}'' \rightarrow t_{\delta}'$, и на оборот, при $(\alpha_k + \beta_p r) a \delta \gg G_{\delta y \delta} C_{p_{\delta}}$ $t_{\delta}'' \rightarrow t_M$.

Для определения значения t_e'' , как следует из (2.14), при прочих равных условиях (имеется в виду t_e' , $G_{удв}$, t_M и δ требуются значения α_k и β_p).

Согласно результатам экспериментальных исследований, выполненных О.Я. Кокорином [2] при изменении значения коэффициента орошения

$$\mu = \frac{G_{e_{y\delta}}}{G_{e_{e_{y\delta}}}} \quad (2.15)$$

от 0,015 до 0,15 кг воды/кг воздуха значения α_k и β_p для орошаемого слоя из стекловолокна диаметром 0,135 мм, длиной 200 мм и $a = \frac{F_{T0}}{V} = 29629, \frac{1}{м}$ (табл. 2.1) могут быть принципы соответственно 58,15 Вт/(м² °С) и 120 кг/(м²·час ат).

Если учесть, что значение удельного расхода влажного воздуха через орошаемый слой ($G_{e_{y\delta}}$) в (2.15) связано с линейной скорости потока влажного воздуха ($\vartheta_{вв}$) то решение (2.14) может быть представлено в виде

$$t_e'' = t_M + (t_e' - t_M) e^{-t_e''} = t_M + (t_e' - t_M) \cdot e^{-\frac{(\alpha_k + \beta_p \cdot r) a \delta}{\mu \vartheta_{вв} \cdot S_{e_{e_{y\delta}}} \cdot C_{pe}}} \quad (2.16)$$

который позволяет установить влияние коэффициента орошения (μ) на температуру охлажденной в орошаемом слое воды (t_e'').

Экспериментальные результаты О.Я. Кокорина [2] показывают, это увеличение коэффициента орошения

Согласно результатом выполненных расчетов по определению t_e'' по формуле (2.16) при $\alpha_k = 58 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С})$, $\beta_p r = 120 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С})$ $a = 16000 \text{ м}^2/\text{м}^3$, $\delta = 0,002 \text{ м}$, $\mu = 0,1$, $\vartheta_{вв} = 2,0 \text{ м}/\text{с}$ $\rho_{e_{e_{y\delta}}} = 1,25 \text{ кг}/\text{м}^3$ и $C_{pe} = 4186,8 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{°С}}$

значение t_e'' при $t_e' = 25 \text{ °С}$ и $t_M = 18 \text{ °С}$ составляет $t_e'' = 18 + (25 - 18) e^{-\frac{178 \cdot 16000 \cdot 0,002}{0,1 \cdot 2,0 \cdot 1,25 \cdot 4186,8}}$
 $= 18 + 7 \cdot e^{-2,0407} = 18,91 \text{ °С}$.

2.2. Методика расчета температуры влажного воздуха по мокрому термометру

Предлагаемая нами методика определения t_m основана на постоянстве энтальпии ($I_{\text{вв}}$) влажного воздуха в условиях адиабатического (т.е. изоэнтальпийного) испарения воды в потоке влажного воздуха.

Энтальпия влажного воздуха ($I_{\text{вв}}$) согласно [5, 9] состоит из энтальпии сухого воздуха ($I_{\text{св}}$) и водяных паров ($I_{\text{вн}}$), т.е.

$$I_{\text{вв}} = I_{\text{св}} + I_{\text{вн}}. \quad (2.17)$$

В свою очередь,

$$I_{\text{св}} = M_{\text{св}} C_{p_{\text{св}}} t_{\text{св}} \quad (2.18)$$

$$I_{\text{вн}} = M_{\text{вн}} (r_o + C_{p_{\text{вн}}} t_{\text{вн}}) \quad (2.19)$$

Подставляя (2.18) и (2.19) в (2.17), получим

$$I_{\text{вв}} = M_{\text{св}} C_{p_{\text{св}}} t_{\text{св}} + M_{\text{вн}} (r_o + C_{p_{\text{вн}}} t_{\text{вн}}). \quad (2.20)$$

Если $I_{\text{вв}}$ отнести к единице массы сухого воздуха, т.е.

$$i_{\text{вв}} = \frac{I_{\text{вв}}}{M_{\text{св}}}, \quad (2.21)$$

получим выражения для расчета удельной энтальпии влажного воздуха

$$i_{\text{вв}} = C_{p_{\text{св}}} t_{\text{св}} + \bar{X} (r_o + C_{p_{\text{вн}}} t_{\text{вн}}). \quad (2.22)$$

Если учесть, что водяные пары во влажном воздухе находятся в перегретом состоянии, очевидно равенство $t_{\text{св}}$ и $t_{\text{вн}}$ в (5.87).

В связи с этим выражение (2.22) для дальнейших расчетов может быть представлена в виде

$$i_{\text{вв}} = C_{p_{\text{св}}} t + \bar{X} (\tau_o + C_{p_{\text{вн}}} t). \quad (2.23)$$

Значение влагосодержания кондиционируемого воздуха \bar{X} в (2.23) согласно [5, 9] определяется из

$$X = 0,622 \frac{P_{\text{вп}}}{P_{\text{св}}}. \quad (2.24)$$

Сумма парциальных давлений водяного пара ($P_{вн}$) и сухого воздуха ($P_{св}$) в (2.24), согласно закону Дальтона [5, 9] равна атмосферному давлению (P_{δ}), т.е.

$$P_{\delta} = P_{св} + P_{вн}. \quad (2.25)$$

В свою очередь, согласно [5] значение $P_{вн}$ определяется из

$$P_{вн} = \varphi_o P_{вннас}, \quad (2.26)$$

где φ_o – относительная влажность кондиционируемого воздуха;

$$P_{вннас} = E_H 10^{\frac{7,45t}{235+t}} \quad (2.27)$$

- упругость насыщенных водяных паров во влажном воздухе при температуре t ; $E_H = 4,579$ мм.рт.ст.- упругость насыщения водяных паров во влажном воздухе при $t = 0^{\circ}C$ [4]

Определив $P_{св}$ из (2.25) и подставляя полученное в (2.24) и с учетом значения $P_{вн}$ по (2.26) и $P_{вннас}$ по (2.27) получим

$$X = 0,622 \left[\frac{P_{\delta}}{\varphi 4,579 \cdot 10^{\frac{7,45t}{235+t}}} - 1 \right]^{-1}. \quad (2.28)$$

Подставив значения X из (2.28) в (2.23) получим выражения для расчеты удельной энтальпии влажного воздуха в зависимости от P_{δ} , φ и t , т.е.

$$i_{ввт_o} = C_{pсв} t + 0,622(r_o + C_{pвнт}) \left[\frac{P_{\delta}}{\varphi 4,579 \cdot 10^{\frac{7,45t}{235+t}}} \bar{v} \right]^{-1}. \quad (2.29)$$

Точные значения $C_{pсв}t$, $C_{pвнт}$ и r_o в (2.29) в соответствии с [9] равны:

$$C_{pсв} = 1004,83 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}C); C_{pвнт} = 1295,93 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}C) \text{ и} \\ r_o = 2500775,64 \text{ Дж}/\text{кг}.$$

Для установления зависимости t_m от t_o , φ_o и P_{δ} выражение (2.29) переписем для двух состояний влажного воздуха с температурой (t_o), относительной влажностью (φ_o) и с температурой (t_m), относительной влажностью ($\varphi_o=1$, т.е. для состояния насыщения):

$$i_{ввт_o} = C_{pсв}t_o + 0,622(\tau_o + C_{pвнт}) \left[\frac{P_{\delta}}{\varphi_o 4,579 \cdot 10^{\frac{7,45t_o}{235+t_o}}} - 1 \right]^{-1}. \quad (2.30)$$

$$i_{ввt_m} = C_{p_{св}} t_m + 0,622(\tau_o + C_{p_{вн}}) \left[\frac{P_{\delta}}{\varphi_o \cdot 4,579 \cdot 10^{\frac{7,45t_m}{235+t_m}}} - 1 \right]^{-1}. \quad (2.31)$$

В условиях изо энтальпийного процесса, т.е. адиабатического испарения воды в потоке влажного ненасыщенного воздуха $i = const$, и в связи с этим

$$i_{ввt_o} = i_{ввt_m} \quad . \quad (2.32)$$

В табл. 2.2 приведены результаты выполненных расчетов удельной энтальпии насыщенного воздуха по определению ($i_{вв2}^{nac}$) в интервале изменения t_m от 10^0C до 25^0C и (P_{δ}) от $670mm$ рт. ст. до $760mm$ рт. ст.

Как следует из табличных данных, рост атмосферного давления (P_{δ}) приводит к снижению энтальпии насыпную влажного воздуха ($i_{ввt_m}$). Так, например при $t_m = 18^0C$ рост P_{δ} от $670mm$ рт. ст до $760mm$ рт.ст. приводит к снижению значения $i_{вв}^{nac}$ от $54616,62$ Дж/кг св до $50291,09$ Дж/кг св т.е. на $8,6\%$. Однако, этот фактор в действующей практике не учитывается.

На основе данных таблицы 2.2 установим аппроксимационную зависимость t_m от $i_{ввt_m}$ при заданном значении P_{δ} (например $715mm$ рт. ст., характерного для г. Ташкента).

Из анализа графика по рис. 2.4 следует, что зависимость $\ln i_{вв}^{nac}$ от t_m в интервале изменения последней от 10 до 25^0C очень близка к линейной, что позволяет ее представить в виде аппроксимационной формулой

$$T_m = 16,65 \ln i_{ввт_m} - 162,5^0C \quad (2.33)$$

Относительная погрешность при определении t_m по аппроксимационной формуле (2.33) составляет не более $1,0\%$.

Табл.2.2

$t_M, ^\circ\text{C}$	$P\delta, \text{мм рт. ст}$						
	670	685	700	715	730	745	760
10	31627,40	31154,90	30702,65	30269,38	29853,91	29455,18	29072,18
11	34142,66	33637,09	33153,19	32689,59	32245,05	31818,40	31408,60
12	36750,24	36209,58	35692,09	35196,31	34720,91	34264,65	33826,40
13	39454,93	38877,05	38323,93	37794,62	37285,89	36798,22	36329,80
14	42261,70	41644,36	41053,48	40487,39	39944,57	39423,60	38923,20
15	45175,74	44516,60	43885,70	43281,28	42701,70	42145,46	41611,18
16	48202,45	47499,04	46825,78	46180,76	45662,25	44968,65	44398,48
17	51347,46	50597,19	49879,07	49191,09	48531,37	47898,22	47290,07
18	54616,62	58816,76	53051,19	52317,74	51614,43	50939,44	50291,09
19	58015,98	57163,70	56347,94	55566,41	54817,00	54097,76	53406,92
20	61551,80	60644,17	59775,37	58943,02	58144,98	57378,87	56643,10
21	65230,87	64264,61	63339,76	62453,71	61604,08	60788,66	60005,43
22	69059,75	68231,65	67077,62	66104,87	65200,87	64333,27	63499,01
23	73075,60	71952,23	70905,72	69903,12	68941,72	68019,03	67132,77
24	77195,75	76033,51	74921,08	73855,32	72833,36	71852,56	70910,47
25	81517,81	80282,93	79100,98	77968,62	76882,79	75840,68	74839,72

Зависимость $i_{\text{вг}t_M}$ от t_M на полугарифической анаморфозе приведена на рис. 2.2.

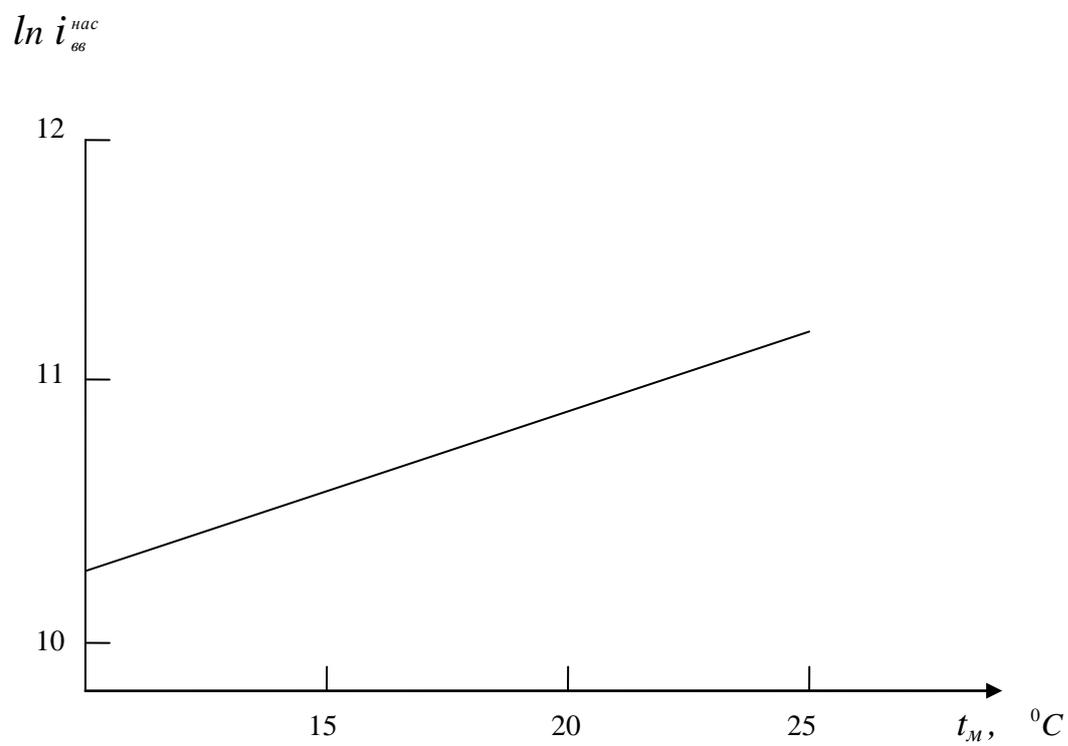


Рис. 2.2. Зависимость $i_{66_{t_M}}$ от t_M , в полулогарифмической анаморфозе для $P_\delta = 715 \text{ мм рт. ст.}$

На основе (2.33) и с учетом значения $i_{вв}$, по (2.31) выражение для любых изменениях t_o и φ_o при $P\delta=715\text{мм}$ рт. ст может быть представлена в виде

$$t_m = 16,65 \ln \left[C_{p_{св}} t_o + 0,622(r_o + C_{p_{вн}}) \left[\frac{156,1476}{\varphi_o \cdot 10^{\frac{7,45t_o}{235+t_o}}} - 1 \right]^{-1} \right] - 162,5 . \quad (2.34)$$

Как показывают результаты расчетов при $t_o = 30^{\circ}\text{C}$ и $\varphi_o = 0,3$ значение t_m , определенное по формуле (2.34), составляет $18,13^{\circ}\text{C}$, что отличается всего на $0,7\%$ от результатов точных расчетов.

Выводы по второй главе:

1. Выполнены расчетные исследования по определению температуры оборотной воды, охлаждаемой в орошаемых слоях и определению тепловой эффективности прямого испарительного охлаждения оборотной воды с применением орошаемого слоя.
2. Предложена аппроксимационная зависимость для определения температуры кондиционируемого воздуха по мокрому термометру в зависимости от его температуры по сухому термометру и относительной влажности.

ГЛАВА III РАСЧЕТЫ ОПТИМАЛЬНЫХ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПАРАМЕТРОВ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ ВОЗДУХА В СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

3.1 Материальный и тепловой балансы испарительного охладителя оборотной воды

Процесс испарения оборотной воды в испарительных охладителях происходит в условиях взаимодействия с окружающей средой и оценка потенциальных ресурсов охладителей рассматриваемого типа должна производиться с учетом влияния параметров окружающей среды, прежде всего, таких, как температура и относительная влажность.

Для процесса испарения воды, как для любого тепло-и массообменного процесса, необходимо составлять, как минимум два баланса: материальный и тепловой. Первым необходимым условием при этом является определение границ термодинамической системы в виде балансовой поверхности (рис. 3.1 и 3.2), которая позволяет оценить направление и величину различных потоков [10].

Для испарительных охладителей составление материального баланса может основываться на законе сохранения материи, который гласит: сумма материальных потоков, входящих в охладитель ($\sum G'_i$) равна сумме выходящего из него потоков (G''_i), т.е

$$\sum G'_i = \sum G''_i . \quad (3.1)$$

При написании балансного уравнения (2.6) не учтен каплеунос из рассматриваемого охладителя.

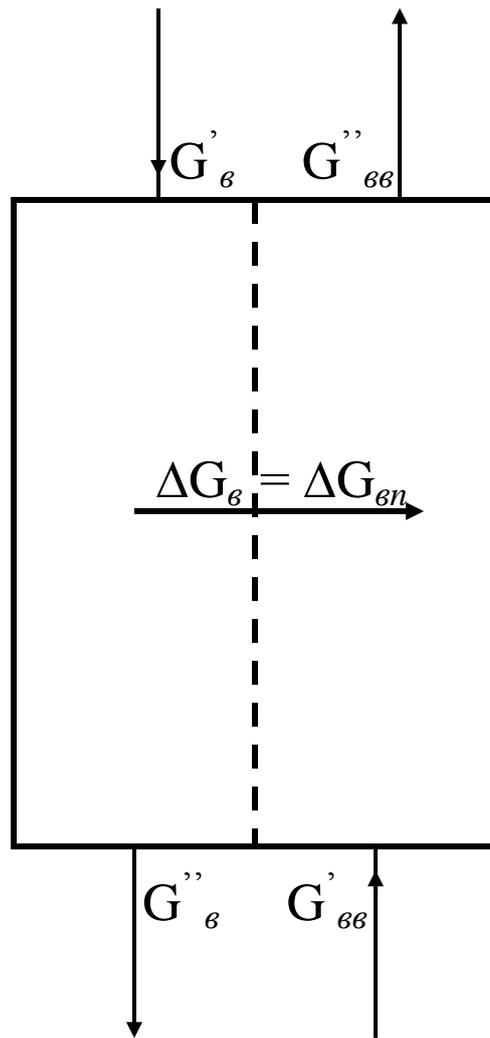


Рис. 3.1 Принципиальная схема материального баланса испарительного охладителя.

G'_{ϵ} и $G''_{\epsilon\epsilon}$ – соответственно, потоки охлаждаемой (на входе) и охлажденной (на выходе) из испарительного охладителя оборотной воды; $G'_{\epsilon\epsilon}$ и G''_{ϵ} и соответственно, потоки влажного воздуха на входе в испарительный охладитель и на выходе из него; $\Delta G_{\epsilon n}$ – поток влаги (водяного пара), переходящей из охлаждаемой воды к влажному воздуху.

В соответствии с принципиальной схемой (рис 3.1.) для материального баланса рассматриваемого испарительного охладителя запишем:

$$\sum G'_i = G'_e + G'_{ee}, \quad (3.2)$$

$$\sum G''_i = G''_e + G''_{ee}. \quad (3.3)$$

Поскольку влажный воздух (G_{ee}) представляет собой смесь абсолютно сухого воздуха (G_{ce}) и водяных паров (G_{en}), согласно,

$$G'_{ee} = G'_{ce} + G'_{en}, \quad (3.4)$$

$$G''_{ee} = G''_{ce} + G''_{en}. \quad (3.5)$$

В процессе тепло-и массообмена между влажным воздухом и водой в испарительных охладителях оборотной воды рассматриваемого типа, как и в сушильных установках, в которых в качестве сушильного испарительного агента используется влажный воздух, количество сухой части влажного воздуха на входе в испарительный охладитель (G'_{ce}) и на выходе из него (G''_{ce}) остается постоянным, т.е.

$$G'_{ce} = G''_{ce} \quad (3.6)$$

Подставляя (3.6) в (3.4) и (3.5) и полученные затем соответственно в (3.2) и (3.3), на основе (3.1), имеем

$$\Delta G_e = \Delta G_{en} = \Delta G_{ee}, \quad (3.7)$$

где

$$\Delta G_e = G'_e - G''_e; \quad (3.8)$$

$$\Delta G_{en} = G''_{en} - G'_{en}; \quad (3.9)$$

$$\Delta G_{ee} = G''_{ee} - G'_{ee}. \quad (3.10)$$

В испарительных охладителях оборотной воды испаренная из испаряемого объекта (охлаждаемой воды) влага в перегретом виде передается испарительному агенту (влажному воздуху).

Если учесть, что согласно [5, 9] отношение $G_{\text{вн}}$ к $G_{\text{св}}$ представляет собой влагосодержание влажного воздуха, т.е.

$$d = \frac{G_{\text{вн}}}{G_{\text{св}}}, \quad (3.11)$$

то выражения (3.4) и (3.5) могут быть представлены в виде

$$G'_{\text{вс}} = (1 + d') G'_{\text{св}}, \quad (3.12)$$

$$G'_{\text{вс}} = (1 + d'') G''_{\text{св}}. \quad (3.13)$$

Пользуясь равенством $G'_{\text{св}}$ и $G''_{\text{св}}$ по (3.6) на основе [11] можем получить

$$G'_{\text{св}} = \frac{G_{\text{вв}}}{1 + d'} = \frac{G_{\text{вв}}}{1 + d''} \quad (3.14)$$

Таким же образом на основе равенств (3.8) – (3.10) и (3.12), (3.13) можем записать

$$\Delta G_{\text{в}} = \Delta G_{\text{вн}} = \Delta G_{\text{вс}} = G'_{\text{св}}(d'' - d'), \quad (3.15)$$

где d' и d'' – соответственно, влагосодержание испарительного агента (влажного воздуха) на входе в камеру испарительного охладителя и на выходе из нее.

Составление теплового баланса рассматриваемого охладителя основывается на законе сохранения энергии, т.е. суммы входящих в охладитель и уходящих из него энтальпий (I) и тепловых потоков (Q) равны. Согласно рис. 3.2

$$I_{\text{в}} + I_{\text{вс}} = I'_{\text{в}} + I'_{\text{вс}}. \quad (3.16)$$

В соответствии с [5, 9] отдельные составляющие балансового уравнения (2.21) определяются из выражений

$$I_{\epsilon} = G'_{\epsilon} C_{p_{\epsilon}} t'_{\epsilon}, \quad (3.17)$$

$$I''_{\epsilon} = G''_{\epsilon} C_{p_{\epsilon}} t''_{\epsilon}, \quad (3.18)$$

$$I_{\epsilon\epsilon} = I_{c\epsilon} + I_{\epsilon n}, \quad (3.19)$$

$$I''_{\epsilon\epsilon} = I''_{c\epsilon} + I''_{\epsilon n}, \quad (3.20)$$

$$I'_{c\epsilon} = G'_{c\epsilon} C_{p_{c\epsilon}} t'_{c\epsilon}; \quad (3.21)$$

$$I_{\epsilon n} = G'_{\epsilon n} (r_0 + C_{p_{\epsilon n}} t'_{\epsilon n}); \quad (3.22)$$

$$I''_{c\epsilon} = G''_{c\epsilon} (C_{p_{\epsilon n}} t''_{c\epsilon}); \quad (3.23)$$

$$I''_{\epsilon n} = G''_{\epsilon n} (r_0 + C_{p_{\epsilon n}} t''_{\epsilon n}); \quad (3.24)$$

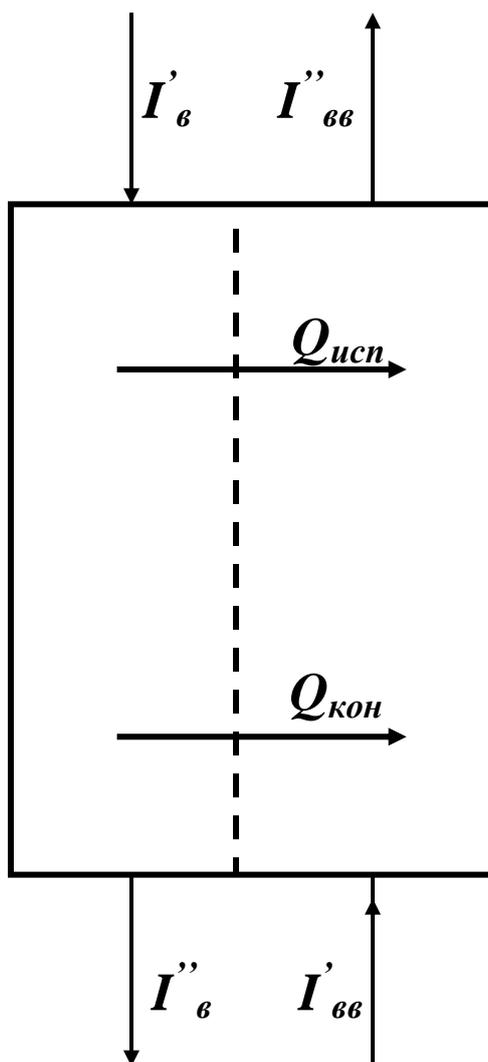


Рис. 3.2 Принципиальная схема теплового баланса испарительного охладителя.

$I'_{\text{в}}$ и $I''_{\text{в}}$ – соответственно, энтальпии охлаждаемой (на входе в испарительный охладитель) и охлажденной (на выходе из него) оборотной воды; $I'_{\text{вв}}$ и $I''_{\text{вв}}$ – соответственно, энтальпии влажного воздуха на входе и на выходе из испарительного охладителя; $Q_{\text{исп}}$ и $Q_{\text{конв}}$ соответственно, потоки тепла, переходящие из охлаждаемой воды к влажному воздуху путем испарения и конвективного теплообмена; $Q_{\text{ст}}^{\text{б}}$ – поток тепла через боковую стенку охладителя.

r_0 – теплота парообразования воды при $t = 0^{\circ}\text{C}$; $C_{p_{cв}}$, $C_{p_{ен}}$ – соответственно, удельные теплоемкости сухого и водяных паров; t_o – температура окружающей среды.

На основании (3.11) выражения (3.12) и (3.14) соответственно могут быть представлены в виде

$$I'_{ен} = G'_{cв} d' (r_0 + C_{p_{ен}} t'_{ен}), \quad (3.25)$$

$$I''_{ен} = G''_{cв} d'' (r_0 + C_{p_{ен}} t''_{ен}), \quad (3.26)$$

Подставляя (3.21) и (3.22) в (3.19), (3.23) и (3.24) в (3.20), получим

$$I'_{вв} = G'_{cв} (C_{p_{cв}} t'_{cв} + d' C_{p_{ен}} t'_{ен} + d' r_0), \quad (3.27)$$

$$I''_{вв} = G''_{cв} (C_{p_{cв}} t''_{cв} + d'' C_{p_{ен}} t''_{ен} + d'' r_0). \quad (3.28)$$

Подставляя (3.17) – (3.24) в (3.16) и с учетом равенства $G'_{cв}$ и $G''_{cв}$ по выражению (3.6), получим

$$G''_{в} C_{p_{в}} (t'_{в} - t''_{в}) + \Delta G_{ен} C_{p_{в}} t''_{в} = G'_{cв} [r_0 (d'' - d') + C_{p_{ен}} (d'' t''_{вв} - d' t'_{вв})] \quad (3.29)$$

В связи с тем, что водяной пар в составе влажного воздуха находится в перегретом состоянии, для рассматриваемого случая очевидно равенства значений $t'_{cв}$, $t''_{вв}$, $t''_{ен}$, t_o а также взаимное равенства значений $t'_{cв}$, $t''_{вв}$, $t''_{ен}$, т.е.

$$t''_{cв} = t''_{вв} = t''_{ен} = t_o, \quad (3.30)$$

$$t''_{ce} = t''_{ee} = t''_{en} . \quad (3.31)$$

Наряду с (3.21) и (3.22), для рассматриваемого случая очевидно, что

$$d' = d_o , \quad (3.32)$$

т.е. влагосодержание влажного на входе в испарительный охладитель (d') равно влагосодержанию наружного воздуха (d_o)

Подставляя (3.31) – (3.32) в (3.29), и с учетом значения ΔG_{en} по (3.15), получим

$$G''_e C_{p_e} (t'_e - t''_e) = G'_{ce} [(r_o - C_{p_e} t'_e)(d'' - d_o) + C_{p_{en}}(d'' t''_{ee} - d_o t_o)] . \quad (3.33)$$

С учетом отношения (3.15) и равенства t''_{ee} и t_o , а также x и x_o для рассматриваемого случая балансовое уравнение (3.33) может быть представлено в виде

$$G''_e C_{p_e} (t'_e - t''_e) = \frac{G_{ee}}{1 + d_o} [(r_o - C_{p_e} t'_e)(d'' - d_o) + C_{p_{en}}(d'' t''_{ee} - d_o t_o)] . \quad (3.40)$$

3.2. Тепловая эффективность испарительных охладителей оборотной воды для летних систем кондиционирования воздуха.

В условиях сухого жаркого климата охлаждение оборотной воды (или кондиционируемого воздуха) в летних системах кондиционирования, как следует из анализа литературных источников, приведенного в первой главе, может осуществляться с помощью естественных источников холода. В условиях нашей республики одним из таких источников является испарительное охлаждение оборотной воды или кондиционируемого воздуха. Отсутствие в установках испарительного охлаждения дорогостоящего холодильного оборудования позволяет значительно снизить

их первоначальную стоимость и эксплуатационные затраты, упростить конструкцию и обслуживание.

Научно – обоснованный анализ формирования тепловой эффективности и степени теплотехнического совершенства испарительных охладителей – оборотной воды или кондиционируемого воздуха существенно важен для успешного решения задач энергосбережения в системах кондиционирования воздуха.

Одним из основных показателей испарительных охладителей оборотной воды является их тепловая эффективность (E). Как и для других тепло и массообменных установок, значение E для охладителей рассматриваемого типа определяется из отношения

$$E = \frac{Q_{\phi}}{Q_n} \quad (3.41)$$

где

$$Q_{\phi} = G'_{\epsilon}(t'_{\epsilon} - t''_{\epsilon}) \quad (3.42)$$

- фактическое значение теплового потока отдаваемого охлаждаемой водой к испарительному агенту (влажному воздуху);

$$Q_n = G'_{\epsilon}(t'_{\epsilon} - t_m) \quad (3.43)$$

- предельно возможное значение теплового потока, отдаваемого охлаждаем водой к влажному воздуху; t_m – предельно возможное значение температуры охлаждаемой в испарительных охладителях оборотной воды, которое равно значению температуры влажного воздуха по мокрому термометру (t_m); G'_{ϵ} – расход охлаждаемой воды через испарительный охладитель; $t'_{\epsilon} - t''_{\epsilon}$ – соответственно, температуры охлаждаемой воды на входе в испарительный охладитель к на выходе из него. Подставляя значений Q_{ϕ} из (3.42) и Q_n из (3.43) в отношение (3.41), получим

$$E = \frac{t'_B - t''_{\epsilon}}{t'_B - t_m} \quad (3.44)$$

Для удобства расчетов, отношение (3.44) может быть представлено в виде

$$E = 1 - \frac{t''_B - t''_M}{t'_B - t_M} . \quad (3.45)$$

Как следует из отношения (3.45), только в случае, когда значение температуры охлажденной воды на выходе из испарительного охладителя (t''_B) равно значению температуры испарительного агента т.е. влажного воздуха по мокрому термометру (t_M) на входе в испарительный охладитель (т.е., когда $t''_B = t_M$), значение тепловой эффективности испарительного охладителя может равняться к единице.

Значения t'_B и t''_B в (3.45), в свою очередь, могут быть определены на основе теплового моделирования процесса охлаждения оборотной воды в испарительных охладителях.

Значение тепловой эффективности испарительного охладителя воды, определенное по отношению (3.45) по данным параграфа 2.1, при этом составляет

$$E = \frac{25 - 18,91}{25 - 18,0} = 0,87,$$

и мало влияет на величины коэффициентов тепло- и массообмена, что объясняется полной смачиваемостью материала орошаемого слоя даже при малых значениях плотности орошения ($G_{\text{вод}}$).

3.3. Расчет изменения параметров состояния кондиционируемого воздуха в одно- и двухступенчатых системах испарительного охлаждения и сухих воздухоохладителях.

Основными параметрами состояния воздуха в системах кондиционирования в соответствии с [5, 2] являются температура и относительная влажность. Все остальные параметры, такие как теплосодержание (I), влагосодержание (d), удельная теплоемкость (C_p) при заданных значениях X барометрического давления (P_δ) являются функцией температура и относительной влажности.

Как видно, задачи определения потенциала естественных источников холода в трех вариантах систем кондиционирования воздуха, рассмотренных в разделах 3.1-3.3, может быть сведена к определению температуры и относительной влажности приточного воздуха при заданных значениях коэффициентов эффективности испарительных охладителей и вращающихся регенеративных теплообменников.

Прежде всего, определим функциональную зависимость влагосодержания кондиционируемого воздуха об его температуры и относительной влажности. Как уже отмечено выше (раздел 1.3) применение $I-d$ диаграммы для решения поставленной задачи, хотя и можно, приводит к существенным погрешностям при значениях барометрического давления ниже, чем 715мм.рт.ст. , которые характерны для регионов Ташкентской, Наманганской и Самаркандской вилоятов Республики.

Атмосферный воздух в основном состоит из сухого воздуха и водяных паров [5, 7]. Влага в воздухе находится в перегретом состоянии следовательно, масса M кг атмосферного воздуха (т.е. ненасыщенного влажного воздуха) складывается из M_{cv} и массы сухого воздуха (cv) и M_{en} кг массы водяных паров, т.е.

$$M_{\text{вв}} = M_{cv} + M_{en} \quad (3.46)$$

Отношение массы водяных паров (M_{en}) к массе сухого воздуха (M_{cv}) принято влагосодержанием, которое обозначается через d , т.е.

$$d = \frac{M_{\text{вн}}}{M_{\text{св}}}, \frac{\text{кг} \cdot \text{вн}}{\text{кг} \cdot \text{св}}. \quad (3.47)$$

Для определения зависимости d от t и φ пользуемся уравнением Менделеева Клапейрона [9], для идеальных газов, т.е.

$$PV = RMT, \quad (3.48)$$

где P - давление; V - объем; R - газовая постоянная данного вещества (в данном случае сухого воздуха $R_{\text{св}}$ и водяного пара $R_{\text{вн}}$); M - массовое количество вещества (в данном случае масса сухого воздуха ($M_{\text{св}}$) и водяного пара ($M_{\text{вн}}$); T - абсолютная температура.

Согласно закону Дальтона для сухого воздуха и водяных паров во влажном воздухе, как идеального газа уравнение (3.48) может быть представлено в виде

$$P_{\text{св}} V = R_{\text{св}} M_{\text{св}} T, \quad (3.49)$$

$$P_{\text{вн}} V = R_{\text{вн}} M_{\text{вн}} T, \quad (3.50)$$

соответственно.

Из (3.49) и (3.50) определим отношения $M_{\text{вн}}$ к $M_{\text{св}}$ -

$$\frac{M_{\text{вн}}}{M_{\text{св}}} = \frac{R_{\text{св}} P_{\text{вн}}}{R_{\text{вн}} P_{\text{св}}} \quad (3.51)$$

С учетом значений $R_{\text{св}} = 287,1 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ и $R_{\text{вн}} = 461,5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ отношение (3.51)

может быть представлено в виде

$$\frac{M_{\text{вн}}}{M_{\text{св}}} = 0,622 \frac{P_{\text{вн}}}{P_{\text{св}}}. \quad (3.52)$$

Общее барометрическое давление влажного воздуха (P_{δ}) в соответствии с законом Дальтона [9] складывается из парциальных давлений сухого воздуха ($P_{\text{св}}$) и водяного пар ($P_{\text{вн}}$), т.е.

$$P_{\delta} = P_{\text{св}} + P_{\text{вн}} \quad (3.53)$$

В свою очередь значение P_{en} в зависимости от относительной влажности воздуха (φ) и упругости насыщения водяных паров во влажном воздухе при давленной температуре (+) определяется из

$$P_{en} = \varphi P_{n_{вп}}, \quad (3.54)$$

$$P_{n_{вп}} = E_n 10^{\frac{745t}{235+t}} \quad (3.55)$$

- упругость насыщения водяных паров во влажном воздухе при t [8].

Подставляя (3.55) в (3.54), получим

$$P_{en} = E_n 10^{\frac{7.45t}{235+t}} . \quad (3.56)$$

Определим значение P_{cv} из (3.53) –

$$P_{cv} = P_{\delta} - P_{en} . \quad (3.57)$$

Подставляя значений P_{en} из (3.56) и P_{cv} из (3.57) в (3.52), а за тем полученное в (3.47), получим

$$d = 0.622 \left[\frac{P_{\delta}}{\varphi \cdot 4.579 \cdot 10^{\frac{745t}{235+t}}} - 1 \right]. \quad (3.58)$$

Как видно из полученного решения, при прочих равных условиях (имеется в виде температура влажного воздуха - t) влагосодержание влажного воздуха, как и ожидалось, прямо пропорционально к его относительной влажности (φ) и обратно пропорционально к его барометрическому давлению. Кроме того, как следует из (3.58), любая погрешность при определении P_{δ} , хотя и незначительная, приводит к соответствующей погрешности при определении влагосодержания воздуха.

Еще одним важным параметром состояния влажного воздуха является его теплосодержание или энтальпия ($I_{вв}$).

На основании (2.49) удельная (отнесенная к единице массы сухого воздуха) энтальпия влажного воздуха может быть определена из выражения

$$i_{вв} = \frac{I_{вв}}{M_{cv}} = (Cp_{cv} + Cp_{en}) t + r_o \quad (3.59)$$

Подставляя значение d из (3.58) в (3.59), получим

$$i_{\text{вв}} = C_{p_{\text{св}}} t + 0,622 (C_{p_{\text{вн}}} t + r_o) \left[\frac{P_{\delta}}{\varphi \cdot 4,579 \cdot 10^{\frac{745t}{235+t}}} - 1 \right]^{-1} \quad (3.60)$$

Как показывают результаты относительно несложных расчетов, при $t=30^{\circ}\text{C}$, $\varphi=0,5$ и $P_{\delta}=715\text{мм рт.ст.}$, значение $i_{\text{вв}}$ для влажного воздуха составляет $66493,18 \text{ Дж/кг св.}$ Доля энтальпии сухого воздуха в составе влажного воздуха при этом составляет 30150 Дж/кг (т.е. $45,3\%$), а водяных паров в составе влажного воздуха составляет $36349,18 \text{ Дж/кг св}$ (т.е. $54,7\%$). Как видно, пренебрежение относительной влажностью кондиционируемого воздуха при расчете его удельной энтальпии может привести существенным (более, чем 100%) погрешностям.

На основе выражений (3.58) и (3.60) можно вывести соответствующие выражения для определения других параметров теплового состояния кондиционируемого воздуха.

Наряду с влагосодержанием (d) и удельным теплосодержанием (т.е. удельной энтальпией $-i$) в расчетах систем кондиционирования важное значение имеет удельная теплоемкость кондиционируемого воздуха.

Согласно [5, 9] удельная теплоемкость $(1 + d) \text{ кг}$ влажного воздуха $C_{p_{\text{вв}}}$ равна сумме удельной теплоемкости 1 кг сухого воздуха ($C_{p_{\text{св}}}$) и удельной теплоемкости содержащихся в нем $d \text{ кг}$ водяного пара ($C_{p_{\text{вн}}}$), т.е.

$$C_{p_{\text{вв}}} = C_{p_{\text{св}}} + d C_{p_{\text{вн}}} \quad (3.61)$$

Подставляя значение d из (3.58) в (3.61), получим

$$C_{p_{\text{вв}}} = C_{p_{\text{св}}} + 0,622 C_{p_{\text{вн}}} \left[\frac{P_{\delta}}{\varphi \cdot 4,579 \cdot 10^{\frac{745t}{235+t}}} - 1 \right]^{-1} \quad (3.62)$$

Как видно, из выражения (3.62) удельная теплоемкость влажного воздуха при прочих равных условиях (имеется в виду атмосферное давление $- P_{\delta}$ и его температура $- t$), прямо пропорционально к его относительной влажности. Так, например, при $P_{\delta}=715\text{мм рт.ст.}$ и $t=24^{\circ}\text{C}$ при изменении

относительной влажности воздуха от 0,2 до 0,8 рост $C_{p_{\text{вв}}}$ согласно (3.62) составляет от 1012,58 Дж/(кг вв) до 1035,92 Дж/(кг вв) т.е. повышение $C_{p_{\text{вв}}}$ составляет 2,3%. К сожалению на этот фактор при существующих подходах по тепловому расчету систем кондиционирования воздуха не уделяется должного внимания.

Выводим основанные выражения для расчета основных параметров теплового состояния кондиционируемого воздуха при его тепло-влажностной обработке в системах кондиционирования воздуха.

В сухих воздухоохладителях (рис. 1.6) комнатный воздух охлаждается в сухом воздухоохладителе, находящегося внутри помещения. Как правило, процесс охлаждения воздуха в сухих воздухоохладителях при температурах выше точки росы (т.е. $t > t_p$) происходит в режиме постоянного влагосодержания, т.е. $d = \text{const}$.

Представляет интерес определение повышения относительной влажности кондиционируемого воздуха при снижении его температуры от $t'_{\text{вв}}$ до $t''_{\text{вв}}$.

Для определения изменения относительной влажности кондиционируемого воздуха выражения (3.58) перепишем для его двух состояний, т.е.

$$d'_{\text{вв}} = 0,622 \left[\frac{P_{\delta}}{\varphi'_{\text{вв}} \cdot 4,579 \cdot 10^{\frac{745t'_{\text{вв}}}{235+t'_{\text{вв}}}} - 1} \right]^{-1} \quad (3.63)$$

$$d''_{\text{вв}} = 0,622 \left[\frac{P_{\delta}}{\varphi''_{\text{вв}} \cdot 4,579 \cdot 10^{\frac{745t''_{\text{вв}}}{235+t''_{\text{вв}}}} - 1} \right]^{-1} \quad (3.64)$$

Поскольку процесс охлаждения кондиционируемого воздуха в сухом воздухоохладителе происходит в режиме постоянного влагосодержания, можем считать что

$$d'_{\text{вв}} = d''_{\text{вв}} \quad (3.65)$$

Подставляя значений $d'_{\text{вв}}$ из (3.53) и $d''_{\text{вв}}$ из (3.64) в (3.65), получим

$$\varphi''_{\text{вв}} = \varphi'_{\text{вв}} 10^{7,45} \frac{t'_{\text{вв}}(235 + t''_{\text{вв}}) - t''_{\text{вв}}(235 + t'_{\text{вв}})}{(235 + t'_{\text{вв}})(235 + t''_{\text{вв}})} \quad (3.66)$$

Например при сухом охлаждение кондиционируемого воздуха из состояния $t'_{\text{вв}}=28^{\circ}\text{C}$ и $\varphi'_{\text{вв}}=0,30$ до $t''_{\text{вв}}=20^{\circ}\text{C}$ рост $\varphi_{\text{вв}}$ согласно (3.66) составляет от 0,30 до

$$\varphi''_{\text{вв}} = 0,3 \cdot 10^{7,45} \frac{28(235+20) - (235+28)}{(235+28)(235+20)} = 0,485.$$

важно значение с точки зрения энергосбережения в системах кондиционирования воздуха определение значения точки росы при заданных значениях t_o и φ_o .

Аналогично предыдущему примеру запишем выражение (3.58) для ненасыщенного (t_o, φ_o) и насыщенного (t_m и $\varphi=1$) состояния влажного воздуха, т.е.

$$d_o = 0,622 \left[\frac{P_{\delta}}{\varphi_o \cdot 4,579 \cdot 10^{\frac{7,45 t_o}{235 + t_o}}} - 1 \right] \quad (3.67)$$

$$d_m = 0,622 \left[\frac{P_{\delta}}{1 \cdot 4,579 \cdot 10^{\frac{7,45 t_m}{235 + t_m}}} - 1 \right]. \quad (3.68)$$

В связи с тем, что в процесс охлаждения влажного воздуха до полную насыщения (т.е. $\varphi_{\text{вв}}=1$) в режиме $d=\text{const}$, имеет место равенство t_{p_n} и t_p .

В связи с этим на основании (3.65), (3.66) и (3.68) можем записать

$$\varphi_o \cdot 10^{\frac{7,45 t_o}{235 + t_o}} = 10^{\frac{7,45 t_p}{235 + t_p}} \quad (3.69)$$

Аппроксимируя зависимость $\frac{7,45 t_m}{235 + t_m} = f(t_m)$ в прямой в пределах

изменения t_m от 8 до 20°C , получим

$$\frac{7,45 t_p}{235 + t_p} = 1,70 + 0,17 (t_p - 18) \quad (3.70)$$

Максимальная относительная погрешность при определении t_p при этом составляет 3,8%.

Подставляя (2.25) в (2.24), получим

$$\varphi_o \frac{7.45t_o}{235 + t_o} = 1,70 + 0,17 (t_p - 8)$$

или

$$t_p = 5,88 \varphi_o 10^{\frac{7.45t_o}{235+t_o}} - 2, \quad ^\circ C \quad (3.71)$$

При $t_o=30^\circ C$, $\varphi_o=0,3^\circ C$ значение t_m , определенное по (2.34) составляет $18,1^\circ C$, а t_p определенное по (3.71) при этом составляет $10,3^\circ C$.

Как показывают результаты сопоставления полученных таким образом данных с данными точных расчетов, относительная погрешность определения t_p по аппроксимационной формуле (3.71) составляет не более 4%.

Выводы по третьей главе:

1. Установлена эффективность применения вращающихся регенеративных теплообменников в системах кондиционирования воздуха использующих двухступенчатые испарительные охладители в качестве источника естественного холода.
2. Предложено выражение для определения изменения относительной влажности кондиционируемого воздуха при обработке его в сухих воздухоохладителях.
3. Предложена аппроксимационная зависимость для определения температуры точки росы в системах кондиционирования воздуха.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе обобщения результатов выполненных исследований можно сделать следующее заключение:

1. Изучены возможности применения двухступенчатых испарительных воздухоохладителей и вращающихся регенеративных теплообменников в системах летнего кондиционирования воздуха.

2. Предложены принципиальные схемы кондиционирования воздуха с применением двухступенчатых испарительных охладителей и вращающихся регенеративных теплообменников.

3. Установлены расчетные выражения для определения температура оборотной воды, охлажденной путем испарительного охлаждения в дневное время.

4. Предложена аппроксимационная зависимость, для определения температуры влажного воздуха по мокрому термометру в зависимости от его температуры по сухому термометру и относительной влажности.

5. Установлено аналитическое выражение для определения изменения относительной влажности кондиционируемого воздуха при обработке его в сухих воздухоохладителях.

6. Получена аппроксимационная зависимость для определения температуры точки росы в системах кондиционирования воздуха.

ЛИТЕРАТУРА

- В1. И. А. Каримов. Мировой финансово-экономический кризис, пути и меры по его преодолению в условиях Узбекистана. 2008 г.
1. Инструкция по проектированию двухступенчатых бескомпрессорных систем кондиционирования воздуха (ВСН 30-77). М.: Стройиздат, 1977.–49с.
 2. Кокорин О.Я. Испарительное охлаждение для целей кондиционирования воздуха. М.: Стройиздат, 1965. – 160с.
 3. Шкловер А.М. Теплоустойчивость зданий. М.: Госстройиздат, 1952.–152с.
 4. Аvezов Р.Р. Исследования по комбинированному использованию гелиоустановок для отопления и охлаждения помещений. Автореф. дис канд.тех.наук. – Ташкент. 1971. – 23с.
 5. Нестеренко А.В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. М.: «Высшая школа», 1971. – 460с.
 6. Аvezов Р.Р., Умаров Г.Я., Захидов Р.А. О возможности применения естественных источников холода в системе кондиционирования воздуха. «Гелиотехника» 1970. № 4. с.
 7. Ладыженский Р.М. Кондиционирование воздуха. М.: Госторгиздат, 1962.– 352с.
 8. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.: «Энергия», 1975. – 488с.
 9. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. – М.: «Энергия». 1968. – 472с.
 10. Ворония Д., Козич Д. Влажный Воздух. Термодинамические свойства и применение. – М.: Энергоатомиздат. 1984 – 136с.
 11. Кименев Г. Рациональное использование топлива и энергии в пищевой промышленности. – М.: АО «Агропромиздат». 1990 – 168с.
 12. Крум Д., Робертс В. Кондиционирование воздуха и вентиляция зданий. –М.: Стройиздат, 1980.

13. Бапластов А.М., Горбенко В.А., Данилов О.Л. Промышленные тепломассообменные процессы и установки. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 328с.
14. Кокорин О.Я. Установки кондиционирования воздуха. - М.: Машиностроение, 1978. – 264с.
15. Кокорин О.Я., Ставницкий Л.И., Кронфелд Я.Г. Кондиционирование воздуха в многоэтажных зданиях. М: 1979.
16. Богословский В.Н., Кувшинов Ю.Я. Годовые затраты тепла и холода системами кондиционирования микроклимата. – М.: Сантехпроект. 1968.
17. Креслинь А.Я. Определение годовых расходов энергии системой кондиционирования воздуха. В сб. Теплоснабжение и вентиляция. Киев. 1968.
18. Пекер Я.Д., Мардер Е.Я. Справочник по оборудованию для кондиционирования воздуха. – Киев. 1968.
19. Рашидов Ю.К., Исманхужаева М.Р. Ҳавони кондициялаш. Тошкент: ТАҚИ, 2000. 89б.
20. Баркалов Б.В., Карпис Е.Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. - М.: Стройиздат. 1982.
21. Богословский В.Н., Кокорин О.Я., Петров Л.В. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение. - М.: Стройиздат. 1985.
22. Карпис Е.Е. Повышение дерерективности работы систем кондиционирования воздуха. – М.: Стройиздат. 1977.
23. Берман Л.Д. Испарительное охлаждение циркуляционной воды. – М.: Госэнергоиздат. 1957.
24. Кремнев О.А., Сатановский А.Л. Воздушно – водоиспарительное охлаждение оборудования. – М.: Машиностроение. 1967. 240с
25. Зуеманович Л.М. Метод сравнения и расчет одно - и двухступенчатых форсуночных воздухоохладителей.// Водоснабжение и санитарная техника. 1961. № 12.
26. Зуеманович Л.М. Оросительные камеры установка искусственного климата. М.: Машиностроение 1967.

27. Раяк М.Б. Климатические районы испарительного охлаждения // Водоснабжение и санитарная техника. 1965. № 4.
28. Пеклов А.А. Кондиционирование воздуха. М.: Госстройиздад. 1960.
29. Свистов В.В. Исследование зависимости температуры и относительной влажности воздуха в птицеводческом помещении от температуры на выходе из охладителя// Конференция молодых ученых. Воронеж, 1999. С.
30. Свистов В.В., Шалиткина А.Н., Шацкий В.П. Двухступенчатое водоиспарительное охлаждение кабин мобильных машин// Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1999. №7. С.15-16.
31. Дорошенко А.В., Денисова А.Е., Джамаль Камаль Хусеин / Солнечные системы кондиционирования воздуха с фотоэлектротермическими преобразователями солнечной энергии //Сборник научных трудов «Строительство и техногенная безопасность», вып. 28, 2009 г. Национальная академия природоохранного и курортного строительства Украины, Симферополь, Украина.