ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ РОССИИ

МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА В ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЯХ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ ПО КУРСУ "КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА И ХОЛОДОСНАБЖЕНИЕ"
для студентов специальности 290700
«Теплогазоснабжение и вентиляция»

Москва 2006

Составитель
доцент, кандидат технических наук Е.М. Белова
Рецензент
профессор, кандидат технических наук
Е.И. Тертичник

ПРЕДИСЛОВИЕ

Методические указания к курсовому проекту "Кондиционирование воздуха в гражданских зданиях" составлены в соответствии с программой курса "Кондиционирование воздуха и холодоснабжение" для специальности 2907. Данный курсовой проект является частью комплексного проекта « Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха гражданского здания». До начала выполнения курсового проекта должны быть защищены: курсовая работа по строительной теплофизике, курсовая работа по «Основам отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха» и проект «Отопление гражданского здания».

В методических указаниях в соответствии с действующими нормами в сжатой форме систематизирован материал, необходимый для выполнения проекта, описаны его основные разделы и даны рекомендации по выполнению расчетной и графической части. Последовательность изложения материала в данных методических указаниях соответствует последовательности выполнения курсового проекта.

При выполнении проекта студенты должны использовать лекционный материал и рекомендуемую литературу.

1.СОСТАВ И ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Объектом для разработки курсового проекта является одно помещение здания общественного назначения большого объема (зрительный зал, зал заседаний и т.д.), в котором нормативными документами или заданием предусматривается центральная однозональная система кондиционирование воздуха (СКВ), обеспечивающая оптимальные параметры воздуха (кондиционирование воздуха второго класса).

Проект состоит из расчетной части на 20-25 страницах и графической части. Графическая часть выполняется на общих чертежах комплексного проекта, а так же включает дополнительные чертежи.

Содержание, последовательность расчетной и графической части, относительная трудоемкость отдельных частей проекта.

1.1. Расчетная часть

	трудоемкость, %	то же с нарастающим итогом, %
1. Ознакомление с заданием, выбор расчетных параметров наружного и внутреннего воздуха для теплого и холодного периодов года	5	5
2. Расчет поступлений теплоты и влаги в помещение.	10	15
3. Решение принципиальной схемы воздухораспределения в помещении, определение воздухообмена, расчет воздухораспределения в помещении	5	20
4. Выбор принципиальной схемы обработки воздуха и построение на i - d диаграмме процессов кондиционирования воздуха для теплого и холодного периодов года	15	35
5. Анализ работы СКВ в диапазоне изменения парамет-		

ров наружного климата, а также при изменении тепловой и влажностной нагрузки	5	40
6. Выбор типоразмера кондиционера, расчет воздухонагревателей, воздухоохладителей, блока увлажнения	10	50
7 Аэродинамический расчет воздуховодов системы КВ Подбор вентиляционного агрегата	5	55
8 Тепло- и холодоснабжение центрального кондиционера Расчет и подбор холодильного оборудования, баков, насосов	10	65
9 Разработка функциональной схемы автоматического регулирования системы КВ	5	70

Графическая часть

1 План помещения с элементами системы кондиционирования воздуха (воздухораспределители, воздуховоды), план технических помещений подвала с центральным кондиционером, воздуховодами, воздухозаборной шахтой и трубопроводами тепло- и холодоснабжения в масштабе 1 100

2 Аксонометрическая схема воздуховодов системы КВ в масштабе 1 100

3 План и разрез помещения центрального кондиционера с компоновкой кондиционера и элементов системы холодоснабжения, а также план и разрез размещения холодильной установки в масштабе 1 50

4 Аксонометрические схемы трубопроводов тепло- и холодоснабжения, обвязки камеры орошения в масштабе 1 50

5 Функциональная схема автоматического регулирования системы кондиционирования воздуха

6 Спецификация основного оборудования центральный кондиционер с перечнем блоков, баки, насосы, холодильные машины, вытяжные вентиляторы, градирня и т п (в пояснительной записке) 30

ИТОГО 100%

2 ВЫБОР ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Расчетные параметры внутреннего воздуха

Расчетные параметры внутреннего воздуха в гражданских зданиях устанавливаются чаще исходя из санитарно-гигиенических и реже из технологических требований в зависимости от назначения помещения и уровня требований к метеорологической обстановке в помещении В задании на курсовой проект указано помещение, в котором необходимо обеспечить оптимальные параметры микроклимата Оптимальные параметры микроклимата в обслуживаемой зоне общественных и административно-бытовых помещений зданий определяют по ГОСТ 30494 «Здания жилые и общественные Параметры микроклимата в помещениях» в зависимости от периода года и категории помещения [5]

С целью уменьшения затрат на тепло- и холодоснабжение СКВ расчетную температуру и относительную влажность воздуха в помещении следует принимать для теплого периода года максимальные, для холодного – минимальные из диапазона оптимальных значений. При кратковременном пребывании людей в помещениях (кафе, рестораны, магазины и др.) в местностях с расчетной температурой наружного воздуха в теплый период года 30 °С и более (параметры Б) температуру воздуха в помещениях следует определять по формуле

$$t_в = t_в^{опт} + 0{,}4(t_н - 30) \quad , \qquad (2.1)$$

где $t_в^{опт}$ - температура воздуха, определяемая по ГОСТ;

$t_н$ - расчетная температура наружного воздуха по параметрам Б.

Расчетные параметры наружного воздуха

В зависимости от географического месторасположения здания определяются следующие исходные климатологические данные [4,7,8,9]:

- географическая широта;
- расчетные значения температуры и энтальпии наружного воздуха для теплого и холодного периодов года;
- среднесуточная амплитуда колебаний температуры наружного воздуха;
- расчетная скорость ветра в теплый период года;
- максимальная и среднесуточная интенсивность солнечной радиации (прямой и рассеянной) в июле, поступающей на горизонтальную поверхность;
- время максимума интенсивности солнечной радиации.

В качестве расчетных параметров наружного климата для теплого и холодного периода года при проектировании систем кондиционирования воздуха температура и энтальпия принимаются по параметрам Б.

При расчетах СКВ, используемых в течение части суток, а также при расчете баков аккумуляторов, в теплый период года необходимо знать не только максимальные часовые значения наружной температуры и энтальпии, но и их изменения по часам суток. Получить такие данные можно, если считать, что температура и энтальпия воздуха в течении суток изменяются по гармоническому закону, а влагосодержание не изменяется. Максимальная температура наблюдается обычно в 15 часов солнечного времени. Если известны среднесуточная температура и амплитуда колебаний температуры $At_н$, то температуру t_z в произвольный час z можно вычислить по формуле

$$t_z = t_н + 0{,}5At_н \cos(((z-15)15)-1) \quad , \qquad (2.2)$$

где z - расчетный час;

$At_н$ - амплитуда колебаний температуры наружного воздуха;

$t_н$ - расчетная температура наружного воздуха.

3. РАСЧЕТ ПОСТУПЛЕНИЙ ТЕПЛОТЫ И ВЛАГИ В ПОМЕЩЕНИЕ

При расчете системы кондиционирования воздуха необходимо учитывать следующие теплопоступления: от людей, от солнечной радиации через окна и покрытие, от электрического освещения, технологические, за счет теплопередачи через наружные ограждения (для холодного периода - теплопотери), теплоотдачу отопительных приборов системы водяного отопления, если они не выключаются в часы работы (для холодного периода). В курсовом проекте допускается не учитывать теплопоступления за счет теплопередачи через наружные стены в теплый период года и теплопоступления за счет солнечной радиации в холодный период года.

Источниками влаговыделений в основных помещениях гражданских зданиях являются люди, в столовых и ресторанах - горячая пища, технологическое оборудование.

Для выбора необходимой производительности системы кондиционирования воздуха необходимо определить не только расчетные теплопоступления, но и характер их изменения в течение расчетных суток.

Выделение теплоты и влаги людьми

Теплопоступления, Вт, и влагопоступления, кг/час, от людей зависят от их физической активности и температуры воздуха в помещении и определяются по формулам

$$Q_я = q_я n \ , \qquad (3.1)$$

$$W = wn \ , \qquad (3.2)$$

где n - количество людей для данного часа суток;

$q_я$ - явные тепловыделения одним человеком, Вт;

w - выделение влаги одним человеком, кг/час.

Данные по $q_я$, w приведены в Справочнике проектировщика [4].

Поступление теплоты через вертикальные световые проемы

Поступление теплоты через вертикальные световые проемы определяют по формуле

$$Q_{ср}^{\ о} = [(q_п^{\ в} k_{инс}^{\ в} + q_р^{\ в} k_{обл}) k_{отн} \tau_2 + (t_н^{\ усл} - t_в) / R_о] A_о \ , \qquad (3.3)$$

где $q_п^{в}$, $q_р^{в}$ - количество теплоты соответственно прямой и рассеянной радиации, поступающей в расчетный час через одинарное остекление световых проемов, Вт/м^2;

$k_{инс}^{\ в}$ - коэффициент инсоляции, показывающий, какая часть площади окна освещена в расчетный час солнечными лучами, зависит от положения солнца, ориентации светового проема, размеров окна, наличия наружных солнцезащитных устройств [4, кн. 1].

$k_{обл}$ - коэффициент облучения рассеянной радиацией, зависит от наличия наружных солнцезащитных устройств, положения солнца [4, кн. 1].

$k_{отн}$- коэффициент относительного проникания солнечной радиации через заполнение светового проема, отличающееся от одинарного [4, кн 1];

τ_2 - коэффициент, учитывающий затенение светового проема переплетами [4, кн. 1].

$t_н^{усл}$ - условная температура наружного воздуха в расчетный час, °С ,

$$t_н^{усл} = t_н + 0{,}5 A t_н \gamma + (S k_{инс}^{\ в} + D k_{обл}) \rho_0 \tau_2 / \alpha_н \ , \qquad (3.4)$$

где $t_н$ - расчетная температура наружного воздуха , °С;

$At_н$ - удвоенная амплитуда колебаний температуры наружного воздуха, определяемая для географического пункта по [8,9];

γ - коэффициент, учитывающий гармоническое изменение температуры наружного воздуха, определяемый по формуле:

$$\gamma = \cos ((z - 15)\ 15), \qquad (3.5)$$

где z- расчетный час, час;

S,D - количество теплоты соответственно прямой и рассеянной радиации, поступающей в каждый час расчетных суток на вертикальную или горизонтальную поверхность, Вт/м^2;

$\alpha_н$ - коэффициент теплоотдачи наружной поверхности, Вт/м^2 К, определяемый

для вертикальной поверхности $\alpha_н^{в} = 5,8 + 11,6\sqrt{\upsilon}$, (3.6)

для горизонтальной поверхности $\alpha_н^{г} = 8,7 + 2,6\sqrt{\upsilon}$, (3.7)

где υ - расчетная скорость ветра в июле, м/с;

ρ_0 - приведенный коэффициент поглощения радиации заполнением светового проема или поверхностью покрытия;

Ro - сопротивление теплопередаче заполнения светового проема, $м^2$ К / Вт;

A_o - площадь окна, $м^2$.

Теплопоступления через наружные стены или покрытие

Количество теплоты, поступающей в помещение через наружные стены или покрытие, Вт, определяют по формуле

$$Q_{ср}^{п} = (q_{1ср} + \gamma_2 A_q) A_п, \quad (3.8)$$

где $q_{1ср}$ - среднесуточные теплопоступления через стены или покрытие, $Вт/м^2$, определяемые по формуле

$$q_{1ср} = (t_н + \rho q_{ср}/\alpha_н - t_в) / R_п, \quad (3.9)$$

где $R_п$ - коэффициент теплопередачи наружной стены или покрытия, Вт / $м^2$ К;

ρ - коэффициент поглощения солнечной радиации поверхностью стены или покрытия, принимаемый по приложению 7 СНиП II - 3 - 79 **;

$q_{ср}$ - среднесуточное поступление суммарной солнечной радиации на вертикальную или горизонтальную поверхность [4, кн. 1], $Вт/м^2$;

γ_2 - коэффициент, учитывающий гармоническое изменение теплового потока, поступающего через стену или покрытие, определяемый по формуле

$$\gamma 2 = \cos((z - z_{max}) 15), \quad (3.10)$$

где z_{max} - час максимальных теплопоступлений через стену или покрытие, может быть определен как

$$z_{max} = 13 + 2,7 Д, \quad (3.11)$$

где Д - показатель инерционности наружной стены или покрытия;

A_q - амплитуда колебаний теплового потока, поступающего через стену или покрытие, определяемая по формуле

$$A_q = k\alpha_в(0,5A_{tн}\gamma + \rho A_{qн}/\alpha_н)/\nu, \quad (3.12)$$

где $\alpha_в$ - коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности покрытия, $\alpha_в = 8,7$ $Вт/м^2$ К;

k - коэффициент, учитывающий наличие в конструкции покрытия воздушной прослойки, к = 0,6 для покрытий с вентилируемыми воздушными прослойками, k = 1 при отсутствии воздушной прослойки;

$A_{qн}$- амплитуда колебаний теплового потока на наружной поверхности ограждения:

$$A_{qн} = (S + D) - q_{ср} \quad (3.13)$$

(S + D) - максимальное поступление суммарной солнечной радиации прямой и рассеянной на вертикальную или горизонтальную поверхность [4, кн. 1], Вт /м^2 ,

ν - показатель сквозного затухания колебаний температуры в стене или покрытии, определяемый по приближенной формуле:

$$\nu = 2^{Д}(0,\ 83 + 3{,}49\ R_0\ /Д\ ); \qquad (3.14)$$

$A_п$ - площадь стены или покрытия, м^2.

Теплопоступления от электрического освещения

Теплопоступления от электрического освещения определяют по фактической или проектной электрической мощности освещения, а при отсутствии этих данных – путем умножения норм уровня освещенности, приведенных в СНиП 23-05-95 « Естественное и искусственное освещение», на удельные выделения теплоты, приведенные в таблице 3. для люминесцентных ламп. Если освещение производится лампами накаливания, то вводится повышающий коэффициент 2,75.

Удельные выделения теплоты от люминесцентных ламп

Табл. 3.1

Тип светильника	Распределение теплового потока в %		Средние удельные выделения теплоты Вт/м^2 на 1 лк для помещения площадью в м^2					
	вверх	вниз	>200		от 50 до 200		<50	
			при высоте помещения в м					
			>4,2	<4,2	>3,6	<3,6	>3,6	<3,6
Прямого света	0-10	90-100	0,067	0,056	0,073	0,058	0.102	0,766
Частично прямого света	10-40	60-90	0,082	0,07	0,087	0,073	0,122	0.09
Диффузного рассеянного света	40-60	40-60	0,094	0,077	0.102	0,079	0,166	0,116
Преимущественно отраженного света	60-90	10-40	0,14	0,108	0,152	0,114	0,232	0,166
Отраженного света	90-100	0-10	0,145	0,108	0,154	0,116	0,263	0,181

Тепловыделения и влаговыделения от других источников

При проектировании СКВ в помещениях предприятий общественного питания тепловыделения от остывающей пищи, Вт, определяют по формуле

$$Q_п = m\ c\ (\ t_н - t_к\ )\ n\ /\ z, \qquad (3.15)$$

где m = 0,85 - средний вес блюд, приходящихся на одного обедающего, кг;

c = 3,35 - средняя теплоемкость блюд, кДж / (кг К);

$t_н$ = 70 ^{0}C - средняя температура блюд, поступающих в обеденный зал, ^{0}C;

$t_к$ = 40 ^{0}C - то же в момент потребления, ^{0}C;

z - продолжительность приема пищи одним посетителем (для ресторанов - 1 час, для столовых без самообслуживания - 0,5 - 0,75 часа, с самообслуживанием - 0,34 часа);

n - число мест в обеденном зале.

Влаговыделения от горячей пищи в помещениях предприятий общественного питания, кг/час, определяют по формуле

$$W_n = \frac{k \cdot c \cdot m \cdot (t_н - t_к) \cdot n}{z(2500 + 1{,}8 t_{ср})} \quad , \qquad (3.16)$$

где k = 0,34 - коэффициент, учитывающий неравномерность потребления пищи, а также наличие жировой пленки, затрудняющей испарение влаги;

$t_{ср} = (t_н + t_к)/2$ - средняя температура пищи.

Для выявления расчетных (максимальных) избытков или недостатков теплоты в помещении необходимо просуммировать потоки теплоты с соответствующими знаками от различных источников: людей, ограждений, освещения, технологических тепловыделений по каждому часу, составив сводную таблицу потоков теплоты в помещении для теплого и холодного периодов. В каждом расчетном периоде учитываются те виды потерь и поступлений теплоты, которые фактически могут действовать совместно. Для каждого периода года выявляется расчетный час и максимальные значения, соответствующие этому часу.

В холодный период года следует учитывать теплопоступления от отопительных приборов водяной системы отопления. Прежде всего, следует решить, будет ли в помещении устраиваться водяное отопление, такое отопление целесообразно, если рабочие часы занимают незначительную часть суток, а также, если люди находятся вблизи наружных ограждающих конструкций. Если водяное отопление существует, то в часы максимальных теплопоступлений оно может частично (60%) или полностью выключаться, последнее в том случае, если помещение не имеет наружных стен и окон. Из уравнения теплового баланса помещения для холодного периода года, составляющими которого будут потери теплоты через ограждающие конструкции, а также поступления теплоты от всех источников, включая поступления теплоты от отопительных приборов системы водяного отопления с учетом понижения ее мощности, определяют количество избыточной явной теплоты в помещении. Расход теплоты на подогрев инфильтрующегося воздуха можно не учитывать, если при работе СКВ обеспечен подпор воздуха в помещении.

4. ВЫБОР ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ СХЕМЫ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ В ПОМЕЩЕНИИ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА. РАСЧЕТ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ В ПОМЕЩЕНИИ

Схема организации воздухообмена

Схема организации воздухообмена в помещении оказывает большое влияние на эффективность СКВ, т.к. от ее выбора зависит обеспечение требуемых параметров воздуха по объему обслуживаемой или рабочей зоны (степень равномерности полей параметров воздуха) и производительность СКВ по воздуху. При выборе схемы организации воздухообмена следует учитывать конкретные особенности помещения, его назначение, конструктивные решения. В помещениях гражданских зданий, учитывая небольшую интенсивность тепло- и влагопоступлений, особенности приточных струй и всасывающих факелов, в большинстве случаев применяют перемешивающую вентиляцию по схеме "сверху-вверх" с использованием потолочных воздухораспределителей, если это возможно конструктивно (торговые залы магазинов, предприятий общественного питания, залы клубов и т.д.), реже – вытесняющую вентиляцию или распределение воздуха из под пола по схеме "снизу-вверх" (зрительные залы театров и кинотеатров, кухни предприятий общественного

питания). При кондиционировании воздуха в торговом зале предприятий общественного питания целесообразно организовать перетекание воздуха из обслуживаемой зоны торгового зала в горячий цех за счет дисбаланса воздуха в этих помещениях.

Рекомендации по выбору схемы подачи и удаления воздуха приведены в [1, 4, 6], в соответствующих главах СНиП для общественных зданий.

Определение расхода приточного воздуха и минимально необходимого расхода наружного воздуха

В курсовом проекте для помещения гражданского здания расход приточного воздуха в системе кондиционирования воздуха, м^3/час, определяют для теплого периода года по избыткам явной теплоты и считают его неизменным в течение года:

$$L_n = \frac{3{,}6Q_я^{изб}}{1{,}2c_в k_t (t_в - t_n)}, \qquad (4.1)$$

где $Q_я^{изб}$ -избыточное явное количество теплоты в помещении, Вт;

$t_в$ - температура воздуха в обслуживаемой зоне, °С;

t_n - температура воздуха, подаваемого в помещение, °С, которой обычно задаются в зависимости от выбранного способа организации воздухообмена и типа воздухораспределителя [1];

$c_в$ - теплоемкость воздуха, равная 1,005 кДж/(кг·°С);

k_t - коэффициент воздухообмена по теплоте, равный:

$$k_t = \frac{t_y - t_n}{t_в - t_n}, \qquad (4.2)$$

t_y – температура удаляемого воздуха, °С.

Коэффициент воздухообмена по теплоте принимают в зависимости от схемы организации воздухообмена.

Необходимый расход наружного воздуха, минимально возможный, определяют из следующих соображений:

- по условиям обеспечения чистоты и газового состава воздуха, отсутствия запахов для гражданских зданий (санитарная норма подачи чистого свежего воздуха на одного человека или по расчетам на разбавление вредных газов и запахов);
- по условиям компенсации удаляемого из помещения воздуха системами местной вытяжной вентиляции или технологическим оборудованием;
- по условиям поддержания расчетного подпора (избыточное давление повышенное по сравнению с атмосферным или давлением в соседних помещениях) за счет превышения количества приточного воздуха над вытяжным, предупреждающего инфильтрацию воздуха в кондиционируемое помещение.

По условиям обеспечения качества воздуха в помещении минимальный расход приточного воздуха $L_{1н}$, м^3/ч, определяют по нормируемому удельному расходу приточного воздуха:

$$L_{1н} = V_p n; \qquad (4.3)$$

$$L_{1н} = Ak; \qquad (4.4)$$

$$L_{1н} = Nm, \qquad (4.5)$$

где V_p - объем помещения, м^3; для помещений высотой 6 м и более следует принимать $V_p = 6A_n$;

A_n - площадь помещения, м^2;

N - число людей (посетителей), рабочих мест, единиц оборудования;

n - нормируемая кратность воздухообмена, $ч^{-1}$;

k - нормируемый удельный расход приточного воздуха на 1 $м^2$ пола помещения, $м^3/(ч \cdot м^2)$;

m - нормируемый удельный расход приточного воздуха на 1 чел., $м^3/ч$, на 1 рабочее место, на 1 посетителя или единицу оборудования.

Нормируемый удельный расход наружного воздуха в помещениях с постоянным пребыванием людей, в котором люди находятся не менее 2 ч непрерывно или 6 ч суммарно в течение суток (офисы, аудитории, операционные) норма составляет 50-60 $м^3/ч$ на человека, при интенсивной физической нагрузке (спортивные и тренажерные залы, бассейны для пловцов и т.д.) – 80 $м^3/ч$ на человека, в помещениях с кратковременным пребыванием (магазины, кинотеатры, театры, парикмахерские и т.д.) – 20-30 $м^3/ч$ на человека. Количество людей в помещении определяется по данным раздела технологии проекта, по нормируемому значению площади помещения на одного человека или по плотности размещения людей на 1 квадратном метре площади помещения в зависимости от назначения помещения.

Минимально возможный расход наружного воздуха по условиям компенсации удаляемого из помещения воздуха системами местной вытяжной вентиляции или технологическим оборудованием $L_{2н}$ определяется как сумма расхода воздуха, удаляемого местными отсосами и забираемого на технологические нужды. Обычно определяется для производственных помещений, но может определяться и для общественных зданий, например, для залов ресторанов с открытым огнем, лабораторий с вытяжными шкафами и т.п.

Минимально возможный расход наружного воздуха $L_{3н}$ по условиям поддержания расчетного подпора за счет превышения количества приточного воздуха над вытяжным, предупреждающего инфильтрацию воздуха в кондиционируемое помещение, определяют по формуле:

$$L_{3н} = V_p n_{п-в}, (4.6)$$

где $n_{п-в}$ – кратность превышения притока над вытяжкой.

Для теплого периода года принимают следующее превышение притока в помещении над вытяжкой, выраженное в объемах помещения в 1 ч ($ч^{-1}$):

-помещение без окон и наружных дверей 0,5-0,75

- помещение с окнами:

на одну сторону 1

на две стороны 1,5

на три или четыре стороны 2

- вестибюль 2-3.

Минимально необходимый расход наружного воздуха определяется по наибольшему значению из первого и суммы второго и третьего значений:

$$L_н = \max\{L_{1н}, L_{2н} + L_{3н}\}. \quad (4.7)$$

Если расход приточного воздуха окажется выше минимально необходимого, то следует рассмотреть вопрос о целесообразности применения рециркуляции. Рециркуляция возможна, если она допустима по санитарно-гигиеническим соображениям, т.е. если в помещении не выделяются токсичные, пахучие или пожаровзрывные вещества. Рециркуляция целесообразна, если затраты на устройство и эксплуатацию систем рециркуляции не превышают стоимости энергии, экономия которой достигается за счет ее применения, если энтальпия внутреннего или удаляемого воздуха ниже энтальпии наружного воздуха для расчетных условий.

Расчет воздухораспределения

В целях сокращения требуемого количества приточного воздуха принимают максимально возможное значение рабочей разности температур (разность температуры внутреннего и приточного воздуха) для соответствующего типа воздухораспределителя. Обоснование значения рабочей разности температур и соответственно температуры приточного воздуха производят расчетом воздухораспределения. Методики расчета воздухораспределения основаны на проверке значения подвижности воздуха и избыточной температуры в струе в самых неблагоприятных точках: на границе обслуживаемой зоны при перемешивающей вентиляции и на уровне пола при вытесняющей вентиляции путем сравнения их с нормируемыми значениями. Неблагоприятные точки определяют в зависимости от вида струи, условий ее распространения и размеров помещения. В курсовом проекте следует выполнить расчет воздухораспределения для теплого периода года в кондиционируемом помещении, используя указания и рекомендации [1, 6].

Исходные данные для расчета воздухораспределения и подбора приточных устройств:

- план и разрез помещения;
- расход приточного воздуха L_n (при расчете перемешивающей вентиляции), м^3/ч;
- расчетная температура воздуха в помещении $t_в$;
- принятая температура приточного воздуха t_n;
- допустимая подвижность воздуха в рабочей зоне $\upsilon_в$;
- допустимые значения скорости $\upsilon_{хдоп}$ и избыточной температуры воздуха $\Delta t_{хдоп}$ на оси струи при входе ее в обслуживаемую зону [7,8].

Общая последовательность расчета воздухораспределения при перемешивающей вентиляции:

1. Определение типа воздухораспределителя. Учет требований дизайна, архитектурной концепции, высоты помещения. Выбор значения рабочей разности температур из рекомендуемых значений и определение расхода приточного воздуха.
2. Выбор размера ячейки помещения, обслуживаемой одним воздухораспределителем, и количества воздухораспределителей, определение типоразмера воздухораспределителя с учетом радиуса действия, соизмеримого с длиной отрыва настилающейся струи, длиной выброса.
3. Размещение воздухораспределителей с целью получения равномерного поля температуры и скорости воздуха. Учет взаимодействия с другими струями, стесненности, настилания, неизотермичности струи.
4. Проверка условий комфортности путем определения значения избыточной температуры и скорости воздуха в приточной струе в точках сечения, где струя пересекает обслуживаемую зону помещения, которые затем сравнивают с нормируемыми значениями избыточной температуры и скорости воздуха.
5. Проверка выполнения акустических требований и определение потерь давления.

5. ВЫБОР ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ СХЕМЫ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА И ПОСТРОЕНИЕ НА i - d ДИАГРАММЕ ПРОЦЕССОВ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

В курсовом проекте студент должен построить процессы изменения состояния воздуха в центральном кондиционере на i - d диаграмме для расчетных параметров наружного климата в теплый и холодный периоды года при максимальной тепловлажностной нагрузке на СКВ. При построении процессов на i - d диаграмме и выборе технологической схемы обработки воздуха необходимо стремиться к рациональному использованию энергии, обеспечивая экономное расходование холода, теплоты, электроэнергии, а также экономию строительной площади, занимаемой оборудованием. С этой целью необходимо проанализировать возможность применения прямого и косвенного испарительного охлаждения воздуха, применять схемы с регенерацией теплоты удаляемого воздуха, при необходимости использовать первую и вторую рециркуляцию воздуха, схемы с байпасом, а также управляемые процессы. Вопрос выбора принципиальной схемы обработки воздуха может быть решен в ходе построения на i - d диаграмме процессов обработки воздуха в кондиционере.

Теплый период года

Исходными данными для построения являются:

- расчетные параметры наружного воздуха: температура $t_{н,}$, °С, и энтальпия $i_{н,}$, кДж/кг,
- расчетные параметры внутреннего воздуха: температура $t_{в,}$, °С, и относительная влажность воздуха $\varphi_в$, %;
-избыточное количество явной $Q_я^m$ и полной теплоты $Q_п^m$, Вт, количество влаги W^m, кг/час;
-схема организации воздухообмена, температура приточного $t_п$ и удаляемого воздуха $t_у$, °С;
-минимальный расход наружного воздуха $G_н^{мин}$, кг/час.

Требуется определить: параметры характерных точек изменения состояния воздуха для принципиальной схемы его обработки, расходы приточного $G_п$, а, если используется рециркуляция, то рециркуляционного воздуха $G_{рец}$, расход воздуха через соответствующее оборудование (воздухонагреватель, воздухоохладитель, блок увлажнения, байпас), расходы теплоты и холода в теплообменных аппаратах обработки воздуха. Относительная влажность внутреннего воздуха может уточняться в ходе построения.

Построение начинают с нанесения на i - d диаграмму точек Н и В, характеризующих состояние наружного ($t_н$ и $i_н$) и внутреннего воздуха ($t_в$, $\varphi_в$) для расчетных условий (рис.5.1).

Затем определяют угловой коэффициент процесса изменения состояния воздуха в помещении

$$\varepsilon^m = \frac{3{,}6Q_п^m}{W^m} = \frac{3{,}6Q_я^m + 2540W^m}{W^m}, \quad (5.1)$$

где $Q_п^m$ - полная избыточная теплота в помещение в теплый период, Вт;
$Q_я^m$ - явная избыточная теплота в помещение в теплый период, Вт;
W^m - влагопоступления в помещение в теплый период года, кг / ч.

Наносят процесс изменения состояния воздуха в помещении и определяют на этой линии положение точек, характеризующих состояние приточного и удаляемого воздуха: т.П (пересечение линии процесса изменения состояния воздуха в помещении и изотермы $t_п$ = const), т.У (то же и изотермы $t_у$ = const). При перемешивающей вентиляции и распределении воздуха в теплый период года струями, настилающимися на потолок, и удалении воздуха из верхней зоны вне действия приточной струи, коэффициент воздухообмена по теплоте можно принимать равным единице, поэтому температура удаляемого воздуха будет равна температуре внутреннего воздуха и точка У будет совпадать с точкой В. При вытесняющей вентиляции и распределении воздуха из-под пола температура удаляемого воздуха должна быть определена расчетом [1]. Из т.П проводят линию постоянного влагосодержания $d_п$ = const до пересечения с изотермой $t_п^1 = t_п$ - 1 °С в точке $П^1$.

Отрезок П - $П^1$ учитывает подогрев воздуха в вентиляторе за счет перехода механической энергии в тепловую и в воздуховодах вследствие трения и теплопередачи через стенки.

В зависимости от взаимного расположения точек Н и $П^1$ решается вопрос о способе обработки наружного воздуха для доведения его до состояния приточного. В районах с сухим и жарким климатом, если влагосодержание $d_н < d_п$ и энтальпия $i_н \geq i_п$, а также в помещениях с большими избытками явной теплоты и допустимой повышенной относительной влажностью воздуха необходимо охлаждение и увлажнение наружного воздуха, что можно реализовать на основе использования прямого или косвенного испарительного охлаждения. Если взаимное расположение точек Н и $П^1$ на i-d диаграмме таково, что необходимо охлаждение и осушение наружного воздуха, когда влагосодержание $d_н > d_п$ и энтальпия $i_н > i_п$,то применяют искусственные источники холода, например, холодильные машины.

Построение процессов на основе применения прямого или косвенного испарительного охлаждения подробно рассмотрено в [1,3] . В большинстве районов России возможно применение схем, основанных на испарительном охлаждении, непродолжительный период для сокращения расхода искусственного холода, получаемого в холодильных машинах, полностью отказаться от использования холодильных машин не всегда целесообразно. Возможно несколько схем обработки воздуха при использовании искусственных источников холода для обработки наружного воздуха:

а) прямоточная, в том числе с управляемыми процессами;

б)) с байпасной линией;

в) с одной или двумя рециркуляциями;

г) с первой рециркуляцией и байпасной линией.

Прямоточная схема

Прямоточная схема применяется в том случае, когда применение рециркуляции невозможно, нецелесообразно ($i_у > i_н$), или необходимость в рециркуляции отсутствует ($G_н \geq G_п$). Для построения процесса при прямоточной схеме обработки воздуха линию $d_п$= const продолжают до пересечения с линией $\varphi_о$ = const в т.О, отвечающей значению конечной относительной влажности воздуха на выходе из применяемого для этих целей теплообменного аппарата. До недавнего времени для охлаждения и осушения воздуха использовали политропные камеры орошения, в которые подавали воду на распыление с температурой ниже температуры точки росы начального состояния воздуха. Конечную относительную влажность воздуха на выходе из камеры орошения принимают равной в диапазоне 90-95%. В последнее время для охлаждения и осушения воздуха используют поверхностные воздухоохладители, в которых при контакте воздуха с охлажденной поверхностью рекуперативного теплообменника наблюдается конденсация водяных паров и происходит уменьшение влагосодержания воздуха, этот процесс называют «мокрым» охлаждением. Конечная относительная влажность охлажденного и осушенного воздуха в поверхностном воздухоохладителе зависит от начальной относительной влажности воздуха. Согласно рекомендациям Кокорина О.Я. можно принимать $\varphi_к$=88% при начальной относительной влажности воздуха $\varphi_н$<45%, $\varphi_к$=92% при 45%<$\varphi_н$<70%, $\varphi_к$=98% при $\varphi_н$>70%. Таким образом, точка О характеризует состояние воздуха на выходе из воздухоохладителя, а полученный отрезок $ОП^1$ -процесс нагревания воздуха в воздухонагревателе второго подогрева. Далее т.Н соединяют с т.О, НО - процесс охлаждения и осушения воздуха в воздухоохладителе. Принятая последовательность обработки воздуха является нерациональной, т.к. воздух сначала глубоко охлаждается, а затем нагревается до необходимой температуры в воздухонагревателе второго подогрева.

Для исключения или уменьшения расхода теплоты на второй подогрев применяют управляемые процессы тепломассообмена в теплообменниках, байпасирование по воздуху, вторую рециркуляцию. В отдельных случаях, в частности в помещениях со значительными влаговыделениями, малыми теплоизбытками и низким значением углового коэффициента процесса ассимиляции теплоты и влаги в помещении, невозможно исключить второй подогрев. Если линия, соединяющая точки $П^1$ и Н не пересекает линию насыщения или пересекает ее в точке с температурой ниже минимальной температуры поверхности теплообмена:

$$t_f^{мин} = t_{хв} + (3 \div 5) \quad ,(5.2)$$

где $t_{хв}$ - начальная температура холодной воды, °С, то необходим второй подогрев.

Под управляемым процессом в воздухоохладителе понимают процессы тепломассобмена при изменении холодопроизводительности и параметров воздуха и воды на выходе из теплообменника под действием управляющих воздействий. Возможно несколько способов изменения холодопроизводительности в зависимости от управляющего воздействия: изменение расхода воды с помощью двухходовых и разделительных трехходовых регулирующих клапанов на трубопроводах, изменение температуры воды путем подмешивания воды, прошедшей теплообменник. Получать заданные параметры приточного воздуха после воздухоохладителя возможно также путем байпасирования по воздуху, когда часть воздуха проходит через обводной канал без обработки и затем смешивается с потоком воздуха, охлажденного в воздухоохладителе. Способ регулирования расхода воды применяют для водяных воздухоохладителей и политропных камер орошения, байпасирование по воздуху - для фреоновых воздухоохладителей и политропных камер орошения.

Для построения управляемого процесса следует соединить точку $П^1$ с точкой Н и продолжить полученную линию до пересечения с φ_o = const в т.О и φ= 100% в точку предельного состояния воздуха (средняя температура охлаждающей поверхности). (рис.5.1). Для проверки возможности реализации процесса «мокрого» охлаждения в поверхностном воздухоохладителе центрального кондиционера на линии насыщения φ= 100% проверяют соотношение $t_f \geq t_f^{мин}$.

Если соотношение выполняется, то управляемый процесс изменения холодопроизводительности путем изменения расхода воды может быть реализован, и $НП^1$- реальный процесс охлаждения и осушения всего количества воздуха, а НО-воображаемый процесс охлаждения и осушения воздуха, которому соответствует 100% холодопроизводительность, необходимая для выбора воздухоохладителя и регулирующего клапана.

Схема с байпасной линией

При использовании байпаса НО – процесс охлаждения и осушения части воздуха в воздухоохладителе, ОПН- процесс смешения потоков воздуха, охлажденного в воздухоохладителе и необработанного. Расход воздуха через байпас определяют по формуле:

$$G_б = G_п \frac{d_п - d_o}{d_н - d_o} \quad , (5.3)$$

и воздухоохладитель:

$$G_{во} = G_п - G_б, \qquad (5.4)$$

где $G_п, G_б, G_{во}$ – массовые расходы воздуха соответственно приточного, через байпас, через воздухоохладитель, кг/ч,

$d_п, d_o, d_н$ – влагосодержание воздуха соответственно приточного, охлажденного, наружного, г/кг.

Если соотношение не выполняется, то на линии насыщения φ= 100% отмечают точку предельного состояния воздуха при средней температуре охлаждающей поверхности, °С:

$$t_f = t_{хв} + 3 .$$

Соединяют полученную точку с точкой Н, и на пересечении этой линии с $d_п$ = const находят точку $П^2$, характеризующую конечное состояние охлажденного и осушенного воздуха. Тогда $П^1П^2$ – неизбежный процесс нагревания воздуха в воздухонагревателе второго подогрева.

Схема с двумя рециркуляциями

Схемы с рециркуляцией воздуха применяют в случае возможности и целесообразности ее применения. Для построения процесса с двумя рециркуляциями (рис.5.2) необходимо предварительно нанести точку $В^1$ ($У^1$) с температурой $t_в^1 = t_в + 1$, повышение температуры на один градус учитывает нагревание воздуха в вытяжном вентиляторе и воздуховодах. Полученную точку соединяют с т.$П^1$ и линию $В^1(У^1)$ - $П^1$ продолжают до пересечения с φ_o = const в т.О,

характеризующей состояние воздуха на выходе из воздухоохладителя. Точка $П^1$ соответствует состоянию смеси воздуха после воздухоохладителя и второй рециркуляции. На основе графического построения определяют расход воздуха на вторую рециркуляцию:

$$G_{2p} = G_n \frac{(i_{n^1} - i_o)}{(i_{в_1} - i_o)} \qquad (5.5)$$

и первую рециркуляцию:

$$G_{1p} = G_n - G_н - G_{2p}, \qquad (5.6)$$

где $G_{1p}, G_{2p}, G_н$ – массовые расходы воздуха соответственно первой и второй рециркуляции, наружного, кг/ч,

$i_{п^1}, i_o, i_{в^1}$ – удельная энтальпия воздуха соответственно приточного, охлажденного, рециркуляционного, кДж/кг.

Далее вычисляют влагосодержание точки $С_1$, характеризующей состояние воздуха после первой рециркуляции:

$$d_{c1} = \frac{G_н d_н + G_{1p} d_{в.}}{G_н + G_{1p}}, \qquad (5.7)$$

где $d_в$ – влагосодержание рециркуляционного воздуха, г/кг.

На прямую $В^1(У^1)Н$ наносят т.$С_1$, соединяют точки $С_1$ и О для построения процесса в воздухоохладителе. Необходимо проверить, возможно ли реализовать полученный процесс в поверхностном воздухоохладителе или политропной камере орошения.

Схема с двумя рециркуляциями в теплый период года позволяет экономить теплоту и холод на обработку воздуха. Недостатком данной схемы является сложность обеспечения автоматического регулирования температуры воздуха в помещении. Применение схемы не всегда возможно, поскольку прямая, соединяющая точки $П^1$ и $В^1(У^1)$, не всегда пересекает линию насыщения или пересекает в точках с температурой ниже температуры поверхности $t_f^{мин}$.

Иногда расход наружного воздуха составляет значительную долю общего расхода, вследствие чего рециркуляционного воздуха может оказаться недостаточно для обеспечения первой и второй рециркуляции. В таком случае весь расход рециркуляционного воздуха можно подать на первую рециркуляцию, применяя для исключения второго подогрева управляемые процессы или байпасирование по воздуху.

Схема с одной рециркуляцией

Для построения процесса обработки воздуха в схеме с одной рециркуляцией определяют влагосодержание точки С, характеризующей состояние смеси наружного и рециркуляционного воздуха из условия, что все количество рециркуляционного воздуха подают на первую рециркуляцию:

$$d_c = \frac{G_н d_н + G_p d_{в.}}{G_н + G_p}, \qquad (5.8)$$

где G_p – массовый расход рециркуляционного воздуха, кг/ч.

На линию, соединяющей точки Н и $В^1(У^1)$, при влагосодержании d_c наносят точку С. Соединяют т.С с т.$П^1$, продляют полученную линию до пересечения с φ_o = const в т.О'. Тогда т.$П^1$ характеризует состояние смеси воздуха, обработанного в воздухоохладителе и прошедшего через байпас без обработки, а $ОП^1С$- процесс смешения потоков воздуха, охлажденного в воздухоохладителе и необработанного, а СО' - процесс охлаждения части воздуха в воздухоохладителе. Расход воздуха через байпас и воздухоохладитель определяют по формулам:

$$G_б = G_n \frac{(d_n - d_д)}{(d_c - d_д)}, \quad (5.9)$$

$$G_{во} = G_n - G_б, \quad (5.10)$$

где d_c – влагосодержание смеси наружного и рециркуляционного воздуха, г/кг.

На основе построения вычисляют фактический расход холода на охлаждение наружного воздуха в воздухоохладителе, кВт:

$$Q_x = 0.278 G_{во}(i_{вн} - i_{вк}), \quad (5.11)$$

где $G_{во} = G_n$, $i_{вн} = i_н$, $i_{вк} = i_{n^1}$ при управляемом процессе для прямоточной схемы,

$G_{во} = G_n - G_б$, $i_{вн} = i_н$, $i_{вк} = i_o$ при байпасировании по воздуху для прямоточной схемы,

$G_{во} = G_n - G_{2р}$, $i_{вн} = i_{c^1}$, $i_{вк} = i_o$ при двух рециркуляциях,

$G_{во} = G_n - G_б$, $i_{вн} = i_c$, $i_{вк} = i_o$ при байпасировании по воздуху для схемы с первой рециркуляцией.

Для правильного выбора поверхности теплообмена и подбора поверхностного воздухоохладителя, а также регулирующего клапана, определяют его максимально возможную (100%) холодопроизводительность, кВт:

$$Q_x = 0.278 G_{во}(i_{вн} - i_{вк}), \quad (5.12)$$

где $G_{во} = G_n$, $i_{вн} = i_н$, $i_{вк} = i_o$.

При необходимости определяют расход теплоты в воздухонагревателе второго подогрева:

$$Q_т = 0.278 G_n (t_{n^1} - t_{n^0}), \quad (5.13)$$

где t_{n^1}, t_{n^0} - соответственно температура воздуха на выходе и на входе в воздухонагреватель второго подогрева, °С.

Окончательный выбор технологической схемы обработки воздуха для теплого периода года проводят на основе сравнения полученных технологических показателей: расхода холода, расхода теплоты, необходимого для обработки воздуха, принимая вариант схемы обработки воздуха с наименьшими значениями этих показателей.

Холодный период года

При построении процесса кондиционирования воздуха в холодный период года обычно используют схему обработки воздуха, которая применялась в теплый период с целью упрощения регулирования.

Исходными данными для построения в холодный период года являются:

- расчетные параметры наружного воздуха: температура $t_н$, °С, и энтальпия $i_н$, кДж/кг,
- расчетные параметры внутреннего воздуха: температура $t_в$, °С, и относительная влажность воздуха $\varphi_в$, %;

-избыточное количество явной $Q_я^x$ (при недостатке теплоты в помещении – со знаком «-») и полной теплоты $Q_п^x$, Вт, количество влаги W^x, кг/час;
- схема обработки воздуха для теплого периода, расходы воздуха, определенные при расчете для теплого периода года $G_n, G_{1p}, G_{2p}, G_p, G_н$.

Требуется определить: параметры характерных точек изменения состояния воздуха для выбранной принципиальной схемы его обработки, расходы теплоты при соответствующих нагрузках на центральную систему, расход влаги на увлажнение воздуха.

Наносят на i - d диаграмму точки $Н^x$ ($t_н$ и $i_н$) и $В^x$ ($t_в$ и $\varphi_в$), характеризующие состояние наружного и внутреннего воздуха в расчетном режиме (рис. 5.3). Часто при построении процессов на i-d диаграмме в холодный период года приходится задавать значение относительной влажности воздуха в помещении выше, чем минимальное значение, например $\varphi_в = 40\%$, при использовании традиционных блоков адиабатного увлажнения, при увлажнении воздуха паром или в апаратах адиабатного увлажнения, в которых реализованы управляемые процессы, принимают минимальное значение $\varphi_в = 30\%$.

Вычисляют значение углового коэффициента процесса изменения состояния воздуха в помещении в холодный период года по формуле:

$$\varepsilon^x = \frac{3{,}6Q_я^x + 2540W^x}{W^x}, \quad (5.14)$$

На i - d диаграмме через точку В проводят луч процесса изменения состояния воздуха в помещении.

3. Из уравнения баланса теплоты для помещения при том же расходе приточного воздуха, что и для теплого периода года определяют температуру приточного воздуха:

$$t_n = t_в - \frac{3{,}6Q^x_я}{c_в G_n k_t}. \quad (5.15)$$

4. На линии процесса в помещении при t_n наносят точку П, характеризующую состояние приточного воздуха и точку В(У), характеризующую состояние удаляемого воздуха. Температуру удаляемого воздуха определяют аналогично, как в теплый период года, в зависимости от схемы организации воздухообмена. При построении процесса для холодного периода повышение температуры в приточном и рециркуляционном воздуховодах не учитывают.
5. Ход дальнейшего построения зависит от выбранной схемы обработки воздуха.

Прямоточная схема

В прямоточной СКВ, чтобы довести воздух из состояния т.Н до состояния т.П, его необходимо нагреть и увлажнить. Эти процессы можно реализовать соответственно в воздухонагревателе и блоке увлажнения. Применяется следующая последовательность обработки: воздух нагревается в воздухонагревателе первого подогрева, затем увлажняется при постоянной энтальпии до φ = 90-95%, а затем снова нагревается до состояния т.П в воздухонагревателе второго подогрева (рис. 5.3). Положение т. О, характеризующей состояние воздуха на выходе из блока адиабатного увлажнения, определяют на пересечении линии постоянного влагосодержания $d_п$ = const и φ = 90 - 95 % . Через т. О проводят линию постоянной энтальпии и на пересечении этой линии с линией постоянного влагосодержания $d_н$ = const получают точку К, характеризующую состояние воздуха на входе в блок адиабатного увлажнения после воздухонагревателя первого подогрева. Тогда НК – процесс нагревания воздуха в воздухонагревателе первого подогрева, КО – процесс адиабатного увлажнения воздуха, ОП-процесс нагревания воздуха в воздухонагревателе второго подогрева, ПВ – процесс изменения состояния воздуха в помещении.

Если схема обработки воздуха в теплый период года не включала в себя второго подогрева, то в холодный период можно также отказаться от него, применяя управляемый процесс в ОК. В этом случае построение следует проводить следующим образом (рис. 5.3): через т.П проводят линию постоянной энтальпии до пересечения с линией постоянного влагосодержания $d_н$ = const в точке К, характеризующей состояние воздуха после воздухонагревателя первого подогрева перед камерой орошения. Тогда НК - процесс нагревания воздуха, КП - адиабатное управляемое увлажнение воздуха, когда заданная относительная влажность воздуха на выходе из блока увлажнения достигается изменением количества воды, подаваемой на орошение, либо выбором насадки блока сотового увлажнения определенной глубины. Для устойчивой работы форсунок необходимо обеспечить минимальный расход воды, который для камер орошения стандартного исполнения соответствует коэффициенту адиабатной эффективности 0,65. Это же значение соответствует минимальной глубине насадки блока сотового увлажнителя. Если при построении требуемый коэффициент адиабатной эффективности менее 0,65, то такой процесс увлажнения в стандартной камере орошения и блоке сотового увлажнения реализован быть не может; тогда необходимо применить байпас по воздуху или второй подогрев после блока адиабатного увлажнения.

Схема с байпасом по воздуху

Построение в случае, когда применяется схема с байпасом камеры орошения или блока сотового увлажнения по воздуху, аналогично построению для прямоточной схемы с управляемым процессом, только линию постоянной энтальпии $i_п$ = const продляют до пересечения с φ = 90-95 % и получают т. О, характеризующую состояние смеси потоков воздуха, прошедших через оросительное пространство и через байпас (рис. 5.3). Сечение байпаса назначают, ориентируясь на скорость υ = 8-12 м/с по максимальному расходу воздуха через байпас:

$$G_б = G_п \frac{(d_o - d_п)}{(d_o - d_к)}, \qquad (5.16)$$

предусматривая регулирующий клапан на воздушной линии.

При увлажнение воздуха паром процесс увлажнения пойдет по линии постоянной температуры, которую проводят через точку П и на пересечении этой линии с линией постоянного влагосодержания $d_н$ = const получают точку КП, характеризующую состояние воздуха на входе в камеру парового увлажнения после воздухонагревателя первой ступени (рис. 5.3).

Схема с первой рециркуляцией

Для уменьшения расхода теплоты на нагревание воздуха в холодный период года применяют схему обработки с рециркуляцией воздуха. Рассмотрим построение процесса обработки воздуха в случае применения рециркуляции для холодного периода года, когда расходы наружного и рециркуляционного воздуха, определенные при построении процесса для теплого периода года, считаются известными. В СКВ с первой рециркуляцией соединяют т. Н и т. В (т. У), на полученной линии определяют положение точки смеси С наружного и рециркуляционного воздуха по найденному значению влагосодержания или энтальпии:

$$d_{c1} = \frac{G_н d_н + G_р d_в}{G_н + G_р}. \qquad (5.17)$$

Отрезок НСВ – процесс смешения воздуха первой рециркуляции и наружного воздуха. Если т. С лежит выше линии φ = 100 %, то дальнейшее построение аналогично построению для прямоточной схемы обработки воздуха со вторым подогревом, с управляемым процессом или байпасом (рис. 5.4).

Для схемы со вторым подогревом положение т. О, характеризующей состояние воздуха на выходе из блока адиабатного увлажнения, определяют на пересечении линии постоянного влагосодержания $d_п$ = *const* и φ = 90 - 95 % . Через т. О проводят линию постоянной энтальпии и на пересечении этой линии с линией постоянного влагосодержания d_c = const получают точку К,

характеризующую состояние воздуха на входе в блок адиабатного увлажнения после воздухонагревателя первого подогрева. Тогда НСВ (НСУ) – процесс смешения наружного и рециркуляционного воздуха, СК – процесс нагревания воздуха в воздухонагревателе первого подогрева, КО – процесс адиабатного увлажнения воздуха, ОП – процесс нагревания воздуха в воздухонагревателе второго подогрева, ПВ (ПВУ) – процесс изменения состояния воздуха в помещении.

Для схемы с управляемым процессом через т. П проводят линию постоянной энтальпии до пересечения с линией постоянного влагосодержания d_c = const в точке $К_1$, характеризующей состояние воздуха после воздухонагревателя первой ступени перед блоком увлажнения. Тогда $СК_1$ – процесс нагревания воздуха, $К_1П$ – адиабатное увлажнение воздуха.

Для схемы с байпасом через т. П проводят линию постоянной энтальпии до пересечения с линией постоянного влагосодержания $d_c = const$ в точке $К_1$, характеризующей состояние воздуха после воздухонагревателя первой ступени перед блоком увлажнения и линией φ = 90 - 95 % в точке О, характеризующей состояние смеси потоков воздуха, прошедших через оросительное пространство и через байпас. Тогда $СК_1$ – процесс нагревания воздуха, $К_1О_1$ – адиабатное увлажнение воздуха, $К_1ПО_1$ – процесс смешения потоков воздуха через байпас и оросительное пространство.

Если т. С лежит ниже линии φ = 100%, т.е. в области тумана, то это может привести к конденсации водяных паров внутри блока смешения. В этом случае необходимо наружный воздух предварительно нагреть, а затем смешать с рециркуляционным воздухом (рис. 5.26 а). Чтобы определить положение точки С, характеризующей состояние нагретого наружного и рециркуляционного воздуха, необходимо через т. П (для управляемых процессов или байпаса) или т. О (для схемы со вторым подогревом) провести линию постоянной энтальпии до пересечения с линией постоянного влагосодержания d_c = const (рис. 5.26 б) в т. $С_1$, характеризующей состояние смеси подогретого наружного и рециркуляционного воздуха. Линию ВС ($В_1С_1$), характеризующую процесс смешения, следует продолжить до пересечения с линией постоянного влагосодержания $d_н$ = const в точке К ($К_1$), характеризующей состояние наружного воздуха после его подогрева в воздухонагревателе первой ступени. Таким образом, воздух сначала нагревается в воздухонагревателе первого подогрева – процесс НК, затем смешивается с рециркуляционным – процесс КСВ, далее увлажняется – процесс СО для схемы со вторым подогревом, процесс $С_1П$ – для управляемого процесса. В схеме с байпасом $С_1О_1$ – процесс увлажнения части приточного воздуха, проходящего через оросительное пространство, $С_1ПО_1$ – процесс смешения воздуха, прошедшего через байпас и воздуха через оросительное пространство.

Схема с двумя рециркуляциями

В схеме с двумя рециркуляциями рециркуляционный воздух разделяется на два потока: первый смешивается с наружным воздухом, второй – с воздухом, увлажненным в блоке адиабатного увлажнения.

В СКВ с первой и второй рециркуляцией положение т. О, характеризующей состояние смеси воздуха первой рециркуляции и наружного воздуха после увлажнения, определяют на пересечении линии относительной влажности φ = 95% и линии постоянного влагосодержания d_o = const. При известных расходах наружного и приточного воздуха, воздуха первой и второй рециркуляции значение влагосодержания точки О d_o вычисляют по формуле:

$$d_o = \frac{G_n d_n - G_{2p} d_{y}}{G_{1p} + G_н}. \qquad (5.18)$$

Далее точку О соединяют с точкой В' (У') и на пересечении ее с линией $d_n = const$ получают точку $С_2$, характеризующую состояние смеси воздуха второй рециркуляции. Дальнейшее построение процесса зависит от того, где происходит смешение воздуха первой рециркуляции: до или после воздухонагревателя первого подогрева. Оно аналогично построению, рассмотренному выше для прямоточной схемы и с первой рециркуляцией, и сводится к построению процесса

5.6

нагревания воздуха в воздухонагревателе первой ступени и увлажнения в соответствующем аппарате (рис 5.1) При подмешивании воздуха первой рециркуляции до воздухонагревателя первого подогрева отрезок $НС_1В^1(НС_1У^1)$ – процесс смешения наружного воздуха и воздуха первой рециркуляции, $С_1К$ – процесс нагревания смеси в воздухонагревателе первой ступени, КО – процесс увлажнения смеси, $ОС_2В^1(ОС_2У^1)$ – процесс смешения увлажненного воздуха и воздуха второй рециркуляции, $С_2П$ – процесс нагревания воздуха во второй ступени

На основе построения процессов обработки воздуха для холодного периода определяют расходы теплоты в воздухонагревателе первого подогрева центрального кондиционера

$$Q_{т1} = 0{,}278 G_{вн1}(t_к - t_н), \quad (5.19)$$

где $t_к, t_н$ - соответственно температура воздуха на выходе и на входе в воздухонагреватель первого подогрева, °С,

$G_{вн1}$ – расход воздуха через воздухонагреватель первого подогрева, кг/ч, равный

$G_{вн1} = G_н$ для схемы с рециркуляцией и смешением наружного воздуха после нагревания, $G_{вн1} = G_н + G_{1р}$ для схемы с первой рециркуляцией,

$G_{вн1} = G_п$ для прямоточной схемы,

и в воздухонагревателе второго подогрева центрального кондиционера

$$Q_{т2} = 0{,}278 G_{вн2}(t_п - t_к) \quad (5.20)$$

$G_{вн2}$ – расход воздуха через воздухонагреватель второго подогрева, кг/ч, обычно

$G_{вн2} = G_п$

На основе построения процесса обработки воздуха для холодного периода для принятой схемы определяется расход влаги, испаряющейся в блоке адиабатного увлажнения

$$W = G_о(d_{ок} - d_{он}), \quad (5.21)$$

где $G_о$ – расход воздуха через блок увлажнения, кг/ч, равный

$G_о = G_п$ для прямоточной схемы,

$G_о = G_п - G_б$ для схемы с байпасом,

$G_о = G_н + G_{1р}$ для схемы с двумя рециркуляциями,

$d_{ок}, d_{он}$ - соответственно влагосодержание воздуха на выходе и на входе в блок увлажнения, кг/кг,

$d_{ок} = d_о$ для всех схем, кроме управляемых процессов, для которых $d_{ок} = d_п$,

$d_{он} = d_{с1}$ для схемы с первой рециркуляцией, $d_{он} = d_н$ для прямоточной схемы

Требуемую производительность пароувлажнителя определяют по формуле 5.21, где $G_о = G_п$

6 АНАЛИЗ РАБОТЫ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ПАРАМЕТРОВ НАРУЖНОГО КЛИМАТА, А ТАК ЖЕ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ТЕПЛОВОЙ И ВЛАЖНОСТНОЙ НАГРУЗКИ

Постоянно изменяющиеся наружные климатические условия определяют алгоритм функционирования СКВ, как последовательность режимов обработки воздуха Алгоритм функционирования СКВ является основой для составления технологической схемы обработки воздуха, определения технологических показателей работы СКВ (расходов холода, теплоты, воды, электроэнергии) за годовой цикл ее работы и выбора наиболее оптимальной последовательности обработки воздуха, основой для разработки функциональной схемы автоматического регулирования

Разработку алгоритма функционирования проиллюстрируем на примере центральной однозональной СКВ с первой рециркуляцией и управляемым процессом в оросительной камере для зрительного зала кинотеатра. Схема обработки воздуха в СКВ зрительного зала кинотеатра при расчетных параметрах теплого периода года предусматривает: смешение наружного воздуха с воздухом, удаляемым из помещения (первая рециркуляция), охлаждение и осушение смеси в поверхностном воздухоохладителе, подогрев в вентиляторе и воздуховодах на 1°С. При расчётных параметрах наружного воздуха в холодный период года наружный воздух с целью экономии теплоты смешивается с рециркуляционным, нагревается в воздухонагревателе первой ступени и увлажняется в блоке адиабатного увлажнения с управляемым процессом или байпасом. Расход приточного воздуха $G_п$ постоянный, расход наружного воздуха может изменяться от минимального значения $G_н^{мин}$ до максимального значения $G_н^{макс} = G_п$. Все построения на i-d диаграмме влажного воздуха отражены на рис. 6.1.

1. Наносим на i-d диаграмму область оптимальных параметров микроклимата в помещении зрительного зала кинотеатра: $16\ ^0\text{C} \le t_в^{опт} \le 25\ ^0\text{C}$ и $30\,\% \le \varphi_в^{опт} \le 60\%$.
2. Проводим через крайние точки области оптимальных параметров воздуха в помещении линии с угловыми коэффициентами ε^x (точки B_3 и B_4) и ε^m (точки B_1 и B_2), откладываем на этих линиях соответствующие значения рабочей разности температур и получаем область параметров приточного воздуха $П_1П_2П_3П_4$. В помещении принята перемешивающая вентиляция, воздух подается настилающимися струями в верхнюю зону и удаляется из верхней зоны вне прямого действия приточной струи. Поэтому параметры воздуха, удаляемого из помещения, не отличаются от параметров воздуха в обслуживаемой зоне. Строим границы зон, на которые делится область параметров наружного климата, для каждой из которых существует определенная последовательность процессов обработки воздуха в аппаратах СКВ.
3. Для построения границ первой зоны вычисляем энтальпию точки M_3:

$$i_{м_3} = i_{П_3} - \frac{G_п - G_н^{мин}}{G_н^{мин}}(i_{B_3} - i_{П_3}),\ \text{кДж/кг},\qquad (6.1)$$

где $i_{B_3}, i_{П_3}$ – - минимальные значения энтальпии точек B_3 и $П_3$, соответственно, внутреннего и приточного воздуха в холодный период года.

Продляем вниз от точки $П_3$ с параметрами $i^x{}_{пмин}, d^x{}_{пмин}$ линию углового процесса в помещении в холодный период года ε^x до пересечения с линией постоянной энтальпии $i_{M_3} = const$ и получаем точку M_3, через которую проводим линию постоянного влагосодержания $d_{M_3} = const$ и линию постоянной энтальпии $i_{M_3} = const$. Первая зона характеризует параметры состояния наружного климата, когда $i_н \le i_{м3}$ и $d_н \le d_{м3}$, ей соответствует такая последовательность обработки воздуха: смешение минимального количества наружного воздуха $G_н^{мин}$ с рециркуляционным, нагревание смеси в воздухонагревателе первой ступени и адиабатное увлажнение воздуха (управляемый процесс или байпас). В схеме с байпасом часть наружного воздуха проходит через камеру орошения или блок сотового увлажнения и затем смешивается с необработанной частью наружного воздуха. В схеме с управляемым процессом уменьшается расход распыляемой воды в блоке увлажнения с форсунками тонкого распыла. Количество воздуха через байпас или расход распыляемой воды необходимо изменять в зависимости от требуемых значений температуры и относительной влажности воздуха в помещении. По мере повышения температуры и энтальпии наружного воздуха требуется сокращение количества теплоты в воздухонагревателе первой ступени по сигналу датчика температуры мокрого термометра точки K_x, устанавливаемого после блока адиабатного увлажнения. При более высоком значении энтальпии наружного воздуха после блока адиабатного увлажнения будет прекращена подача горячей воды в воздухонагреватель первой ступени и произойдет переход на другой режим обработки воздуха.

4. Для построения границ второй зоны через точку $П_3$ проводим линию постоянной энтальпии $i^x{}_{пмин} = const$. Границами второй зоны являются линии $i_{м3} = const$, ε^x и $i^x{}_{пмин} = const$. Этой зоне параметров наружного климата соответствует такая последовательность обработки воздуха: смешение переменного количества наружного воздуха с рециркуляционным так, чтобы энтальпия смеси была равна $i_c = i^x{}_{пмин}$, и адиабатное управляемое увлажнение смеси или адиабатное увлажнение с байпасом. Датчики температуры и относительной влажности внутреннего воздуха должны быть настроены на параметры точки $В_3$, по сигналу которых изменяется расход распыляемой воды или расход воздуха через байпас.

5. Четвертая зона совпадает с областью параметров приточного воздуха $П_1П_2П_3П_4$, для неё характерно отсутствие обработки наружного воздуха в аппаратах СКВ, наружный воздух с такими параметрами подается в помещение без обработки.

6. Для построения границ третьей и пятой зоны необходимо нанести точку $М_1$ на пересечении продолжения линии изменения состояния воздуха в помещении ε^m с линией постоянной энтальпии $i_{м_1} = const$, а точку $М_4$ – на пересечении продолжения линии изменения состояния воздуха в помещении ε^x с линией постоянной температуры $t_{м4} = t_{м_3} = const$. Энтальпию точки $М_1$ определяют по формуле, аналогичной формуле 6.1:

$$i_{м_1} = i_{П_1} - \frac{G_п - G_н^{мин}}{G_н^{мин}}(i_{В_1} - i_{П_1}),\ кДж/кг, \qquad (6.2)$$

Границы третьей зоны - линии $М_3М_4$, $М_4М_1$, $d_{М_3} = const$ и $d_{М_1} = const$. Параметры наружного климата отвечают условию $t_н \le t_{м3}$ и $d_{м_3} \le d_н \le d_{м4}$ и $d_{м_4} \le d_н \le d_{м1}$ и температура воздуха ниже температуры точек, лежащих на линии $М_4М_1$ при соответствующих значениях влагосодержания. Этой зоне соответствует смешение минимального количества наружного воздуха с рециркуляционным и нагревание смеси до соответствующей температуры приточного воздуха так, чтобы температура воздуха в помещении отвечала заданному значению. Перемещение точек, характеризующих состояние наружного воздуха, в сторону пятой зоны потребует снижения расхода теплоты в поверхностном воздухонагревателе первой ступени до полного прекращения подачи горячей воды, когда параметры наружного воздуха достигут границ третьей и пятой зон.

7. Пятая зона ограничена линиями $П_1П_4$, $П_3П_4$, ε^x, $М_3М_4$, $М_4М_1$ и ε^m. Этой зоне параметров наружного климата соответствует смешение переменного количества наружного воздуха до таких параметров приточного воздуха, чтобы температура воздуха в помещении отвечала заданному значению.

8. Границами шестой зоны являются линии $i^x{}_{пмин} = const$, $i^m{}_{пмакс} = const$, $П_1П_2$, $П_3П_2$. Для ее построения необходимо через точки $П_1$ и $П_3$ провести линии постоянной энтальпии. В этой зоне энтальпия наружного воздуха меньше энтальпии удаляемого воздуха, поэтому рециркуляция воздуха нецелесообразна. Параметрам наружного воздуха в этой зоне соответствует адиабатное управляемое увлажнение или адиабатное увлажнение с байпасом максимального количества наружного воздуха $G_н^{макс} = G_п$.

9. Для построения границ седьмой зоны на линию $\varphi = 100\%$ наносим точку $К_0$, характеризующую предельное состояние воздуха при его обработке в поверхностном воздухоохладителе (осушение и охлаждение), соединяя точки $К_0$ и $П_1$, и получаем линию с угловым коэффициентом $\varepsilon_{ко}$, а через точку $В_1$ проводим линию постоянной энтальпии $i^m{}_{вмакс} = const$. Тогда границы седьмой зоны – $i^m{}_{пмакс} = const$, $i^m{}_{вмакс} = const$ и $\varepsilon_{ко}$. В этой зоне энтальпия наружного воздуха, так же, как и в зоне 6, меньше энтальпии удаляемого воздуха, поэтому рециркуляция воздуха нецелесообразна. Через точку $К_0$ проводим линию постоянного влагосодержания $d_{ко} = const$. Эта линия разделит седьмую зону на две части – 7а и 7б. В пределах зоны 7а, когда энтальпия наружного воздуха выше $i_{п1}$, а влагосодержание меньше $d_{ко}$, необходимо управляемое сухое

охлаждение воздуха до температуры приточного воздуха $t^{л}_{пмакс}$; в пределах зоны 7б, когда влагосодержание воздуха больше $d_{ко}$, необходимо управляемое охлаждение и осушение воздуха до температуры приточного воздуха $t^{m}_{пмакс}$. Таким образом, в седьмой зоне максимальное количество наружного воздуха $G_{н}^{макс} = G_{п}$ охлаждается в поверхностном воздухоохладителе. В зоне 7а возможно использование испарительного охлаждения для экономии искусственного холода. Заданные параметры воздуха в помещении должны обеспечиваться при изменении количества холода в поверхностном воздухоохладителе, это можно сделать путем уменьшения расхода холодной воды через теплообменник.

10. Границами восьмой зоны являются линии $i^{m}_{вмакс} = const$ и $\varepsilon_{ко}$. Этой зоне соответствует смешение минимального количества наружного воздуха с рециркуляционным и политропное охлаждение и осушение смеси.

11. Границами девятой зоны являются линии $d^{m}_{пмакс} = const$, $\varepsilon_{ко}$ и $\varepsilon_{ко1}$ и $i^{m}_{вмакс} = const$. Линия с угловым коэффициентом $\varepsilon_{ко1}$ получена при соединении точек K_0 и $O_л$ (φ =90%, $d^{m}_{пмакс}$). В этой зоне минимальное количество наружного воздуха необходимо смешать с рециркуляционным воздухом, смесь охладить в поверхностном воздухоохладителе, а затем нагреть в воздухонагревателе второй ступени, чтобы его состояние соответствовало точке $П_1$.

12. Десятой зоне соответствует смешение минимального расхода наружного воздуха с рециркуляционным, нагревание смеси до состояния, характеризуемого параметрами линии $\varepsilon_{ко}$, политропное охлаждение и осушение смеси.

13. Границами одиннадцатой зоны являются линии $d^{m}_{пмакс} = const$, $\varepsilon_{ко}$ и $\varepsilon_{ко1}$ и $i^{m}_{вмакс} = const$. В этой зоне максимальное количество наружного воздуха $G_{н}^{макс} = G_{п}$ необходимо охладить в поверхностном воздухоохладителе, а затем нагреть в воздухонагревателе второго подогрева, чтобы его состояние соответствовало точке $П_1$.

14. Границами двенадцатой зоны являются линии $d^{m}_{пмакс} = const$, $i^{m}_{вмакс} = const$ и $\varepsilon_{ко1}$. В этой зоне максимальное количество наружного воздуха необходимо нагреть в воздухонагревателе первой ступени, чтобы его состояние соответствовало точкам на линии $\varepsilon_{ко}$, а затем охладить в поверхностном воздухоохладителе. Может быть использованы также две последовательно установленные ступени поверхностных воздухоохладителей для охлаждения воздуха с более глубоким осушением.

15. Границами тринадцатой зоны являются линии $d^{m}_{пмакс} = const$, $d_{M_1} = const$ и ε^{m}. Тринадцатой зоне соответствует такая последовательность обработки воздуха: смешение переменного количества наружного воздуха с рециркуляционным воздухом и нагревание смеси в поверхностном воздухонагревателе. На левой границе зоны расход наружного воздуха минимален, воздушный клапан смесительного блока первой рециркуляции полностью открыт, при перемещении точки наружного воздуха к правой границе увеличивается доля наружного воздуха в смеси, и на границе с зонами 11 и 12 расход наружного воздуха имеет максимальное значение. При приближении точки наружного воздуха к верхней границе зоны 13 с зоной 5 требуется уменьшать количество теплоты в воздухонагревателе.

Таким образом, алгоритм функционирования состоит из совокупности процессов тепловлажностной обработки воздуха, включающей тринадцать технологических режимов. Для технологической схемы обработки воздуха с первой рециркуляцией и управляемым процессом или байпасом характерно потребление теплоты в первой, третьей, девятой, десятой, одиннадцатой, двенадцатой и тринадцатой зонах. В седьмой, восьмой, девятой и десятой зонах требуется потребление искусственного холода. Потребление воды на увлажнение воздуха необходимо в первой, второй и шестой зонах. Переход с одного режима на другой или автоматическое переключение режимов, а также управление процессами внутри режимов осуществляются согласно подлежащему разработке алгоритму автоматического регулирования СКВ. Для других схем обработки воздуха анализ работы следует проводить аналогично [1, 10].

Для анализа работы с СКВ при неполном заполнении помещения людьми или при частичном отключении тепловыделяющего оборудования строят процесс обработки воздуха для расчетных

зимних и летних условий, принимая измененное значение минимального расхода наружного воздуха и тепло-влажностное отношение $\varepsilon_т$[1]. Сравнивая результаты построения процессов для расчетных и измененных нагрузок, делается вывод об изменении режимов работы отдельных аппаратов СКВ: воздухонагревателей, камеры орошения, которые следует учесть при подборе соответствующего оборудования и при разработке функциональной схемы автоматического регулирования.

7. ВЫБОР ТИПОРАЗМЕРА И РАСЧЕТ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ БЛОКОВ ЦЕНТРАЛЬНОГО КОНДИЦИОНЕРА

После составления технологической схемы обработки воздуха в центральном кондиционере необходимо выбрать его типоразмер, рассчитать и подобрать функциональные и вспомогательные блоки, скомпоновать центральный кондиционер из отдельных блоков в последовательности, соответствующей принятой технологической схеме.

Выбор типоразмера

Типоразмер центрального кондиционера, определяемый размерами фронтального сечения для прохода воздуха, выбирают по рекомендуемому значению скорости воздуха в этом сечении. Рекомендуются следующие диапазоны скорости: от 1,5 до 2,5 м/с, от 2,5 до 3,5 м/с, от 3,5 до 4,5 м/с. Значения скорости установлены из следующих соображений:

1) ограничения по потерям давления в блоках центральных кондиционеров, особенно при наличии большого количества блоков (до 2,5 м/с);

2) недопустимость уноса капель, образующихся при конденсации водяных паров из воздуха в процессе охлаждения в поверхностных воздухоохладителях, а также из камер орошения (до 3 м/с);

3) обеспечение высокой интенсивности теплообмена в воздухонагревателях (до 4,5 м/с) в установках без воздухоохладителей и увлажнителей и при ограничениях на габариты установки;

4) допустимым уровнем шума.

Для выбора необходимого типоразмера центрального кондиционера в каталогах фирм-производителей приводится график. Можно выбирать центральный кондиционер, ориентируясь на значение расхода приточного воздуха. Например, центральный кондиционер, производимый фирмой «Веза», обозначается как КЦКП-5; цифра 5 означает номинальную производительность кондиционера в тыс. $м^3$/час, которой соответствует скорость воздуха во фронтальном сечении около 2,65 м/с.

Воздухонагреватели и воздухоохладители

С целью обеспечения требуемой производительности во всем диапазоне условий эксплуатации воздухонагревателя и воздухоохладителя выбор его должен производиться для режима, требующего максимальной поверхности теплообмена. Для воздухонагревателя первого подогрева в зависимости от конкретных условий максимальная поверхность нагрева должна определяться для двух режимов работы. Первый режим – работа при расчетной температуре наружного воздуха в холодный период года с минимальной тепловой нагрузкой в помещениях, последнее условие следует учитывать при отсутствии второго подогрева. Второй режим – работа при температуре наружного воздуха, соответствующей точке излома отопительного графика тепловой сети ТЭЦ или котельной, при этом влагосодержание наружного воздуха, соответствующее точке излома, допускается принимать равным 1 - 1,5 г/кг.

Для воздухонагревателей второго подогрева, когда начальная и конечная температура воды постоянны, максимальная поверхность нагрева требуется при минимальной температуре теплоносителя в подающем трубопроводе, которая соответствует точке излома температурного графика, и неполных тепловых нагрузках в помещении. При этом нагрузка на воздухонагреватель второго подогрева почти не зависит от изменения температуры наружного воздуха, поэтому в ВН второго подогрева следует подавать теплоноситель постоянной температуры, обычно 70°С, температура обратной воды может быть принята 40 °С.

Расчет поверхности теплообмена воздухоохладителя проводят на максимально возможную (100%) холодопроизводительность.

Поверхностные воздухонагреватели и воздухоохладители центральных кондиционеров - водовоздушные теплообменники - изготавливают с различным числом ходов по теплоносителю, шагом пластин оребрения и количеством рядов трубок по ходу воздуха. В качестве примера для расчета выбраны теплообменники центральных кондиционеров КЦКП, производимые фирмой «Веза».

Водяные воздухонагреватели центральных кондиционеров КЦКП ВНВ 243.1 изготавливают с одним, двумя, тремя и четырьмя рядами трубок по ходу воздуха, с расстоянием между пластинами (шагом) от 1,8 до 4,2 мм, водяные воздухоохладители ВОВ 243.1 – с числом рядов трубок от 1 до 16, с шагом пластин от 2,5 до 4,2 мм. Характеристика теплообменника указана в его обозначении: ВНВ 142.1-xxx-aaa-c-d-ff-e.

xxx – длина оребреных трубок, см;
aaa – высота трубной решетки, см;
c – число рядов трубок по ходу воздуха;
d – шаг оребрения, мм;
ff – число ходов по воде;
e – исполнение (правое или левое).

В приложении 1 в таблице 1 приведены данные, необходимые для расчета теплообменников воздухонагревателей и воздухоохладителей кондиционеров КЦКП. В таблице площадь теплообмена соответствует теплообменникам с одним рядом труб по ходу воздуха; для теплообменников с большим количеством труб для определения площади теплообмена следует умножить значение из таблицы на количество рядов труб по ходу воздуха.

Расчет воздухонагревателя

Исходные данные для расчета воздухонагревателя: начальные и конечные параметры воздуха $t_н$, $t_к$,, °С, расход воздуха $G_в$, кг/час, начальная и конечная температура теплоносителя t_1, t_2,°С.

Требуется определить: необходимую площадь поверхности теплообмена воздухонагревателя, его аэродинамическое и гидравлическое сопротивление.

Необходимая площадь обеспечивается подбором числа рядов труб теплообменника при выбранном значении расстояния между пластинами. Расстояние между пластинами воздухонагревателя может быть равным 1,8; 2,5; 4 мм. Обычно принимают шаг 2,5 мм.

1. Выбирают типоразмер центрального кондиционера и определяют площадь фронтального сечения F_f (приложение 1) . Определяют массовую скорость воздуха во фронтальном сечении кондиционера, кг/с м^2:

$$v\rho = \frac{G_в}{3600 \cdot F_f}. \qquad (7.1)$$

2. Рассчитывают количество теплоты для нагревания воздуха, Вт:

$$Q = 0{,}278 c_в G_в (t_к - t_н) . \quad (7.2)$$

3. Определяют расход теплоносителя, кг/ч:

$$G_w = \frac{3.6Q}{c_w (t_1 - t_2)}. \quad (7.3)$$

4. Задаваясь скоростью движения теплоносителя в трубках от 1,2 до 1,5 м/с, определяют число ходов и площадь живого сечения для прохода воды. Предварительно также следует задаться числом рядов трубок по ходу движения воздуха р (не менее двух).
Общее количество трубок:

$$N = \frac{pH_{тр}}{h}, \quad (7.4)$$

где $H_{тр}$ – высота трубной решетки (приложение 1), м;

h – шаг труб по высоте, м, для КЦКП $h = 0{,}05м$.

Число ходов:

$$n = \frac{N}{m}, (7.5)$$

где m – число трубок, подключаемых к подающему коллектору, определяемое ориентировочно по рекомендуемому значению скорости движения воды в трубках w= 1,5 ÷ 2,0 м/с:

$$m = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot w}. (7.6)$$

Число ходов может быть равным 2, 4, 6, 8, 12, 16.

Принимают ближайшее значение числа ходов, определяют количество подключений к коллектору и уточняют скорость движения воды в трубках, м/с:

$$w = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot m}, \quad (7.7)$$

где f_w- площадь живого сечения медной трубки, м^2; при внутреннем диаметре трубки 11,8 мм (КЦКП) составляет 0,0001108 м^2,

5. Определяют коэффициент теплопередачи, К, Вт/м^2 · ^{0}С; для воздухонагревателей центрального кондиционера КЦКП фирмы «Веза» – по формуле:

$$k = A \cdot (v\rho)^{0,37} \cdot w^{0,18}; (7.8)$$

6. Аэродинамическое сопротивление воздухонагревателя, Па, определяют по формуле:

$$\Delta P_а = Б(v\rho)^m, (7.9)$$

7. Гидравлическое сопротивление воздухонагревателя, кПа, определяют по формуле:

$$\Delta P_w = 1{,}968 l_{хода} w^{1,69}, \quad (7.10)$$

где $l_{хода}$ – приведенная длина хода воды в трубках; определяется как произведение числа ходов на длину трубок (приложение 1).

Значения эмпирических коэффициентов А, Б, m определяют по таблице 1.

Эмпирические коэффициенты для расчета воздухонагревателей

Таблица .1

Обозначение показателя	Количество рядов трубок по ходу воздуха			
	1	2	3	4
	Шаг пластин, мм			

	1,8	2,5	4	1,8	2,5	1,8	1,8
А	20,94	21,68	23,11	20,94	21,68	20,94	20,94
Б	2,104	1,574	1,034	4,093	3,035	6,044	7,962
m	1,64	1,74	1,81	1,65	1,72	1,66	1,59

8. Требуемая площадь поверхности теплообмена:

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{ср}}. \qquad (7.11)$$

Выбирают число рядов трубок воздухонагревателя и соответствующую фактическую площадь поверхности теплообмена. Определяют запас поверхности теплообмена в %.

Расчет поверхностного воздухоохладителя

Исходные данные для расчета воздухоохладителя: начальные и конечные параметры воздуха температура $t_{вн}$, $t_{вк}$, °С, и энтальпия $i_{вн}$, $i_{вк}$, кДж/кг, расход воздуха $G_в$, кг/час.

Требуется определить: необходимую площадь поверхности теплообмена воздухоохладителя, его аэродинамическое и гидравлическое сопротивление.

В основу методики расчета воздухоохладителя положено представление об условном процессе «сухого» охлаждения, которым заменяют расчетный реальный процесс «мокрого» охлаждения при равенстве явного количества теплоты при условно «сухом» охлаждении и полного количества теплоты при «мокром». Для построения условного «сухого» процесса через точки начального (т.С) и конечного (т.О) состояния воздуха процесса «мокрого» охлаждения проводят линии постоянной энтальпии $i_{вн} = const$, $i_{вк} = const$ (рис. 7.1). Через точку предельного состояния на линии $\varphi = const$ при температуре поверхности проводят линию постоянного влогосодержания $d_f = const$. Значения температур ($t_{вн}^{p}$ и $t_{вк}^{p}$) в точках пересечения энтальпий с линией $d_f = const$ 2 и 1 являются расчетными, а сама линия 2-1 характеризуют условный процесс «сухого» охлаждения. При этом выполняется уравнение теплового баланса:

$$G_в\left(i_{вн} - i_{вк}\right) = c_в \cdot G_в\left(t_{вн}^{\ p} - t_{вк}^{\ p}\right) = c_w \cdot G_{wx}\left(t_{wк} - t_{wн}\right), \qquad (7.12)$$

где G_{wx} – расход холодной воды, кг/час,

$t_{wк}, t_{wн}$ – конечная и начальная температура холодной воды, °С.

Последовательность расчета:

1. Значение температуры холодной воды на входе в поверхностный воздухоохладитель принимают по соотношению 5.2.
2. Расход холодной воды определяют по уравнению теплового баланса из условия, что перепад температур холодной воды в теплообменнике не может быть выше 5^0С:

$$G_{wx} = \frac{3{,}6G_в\left(i_{вн} - i_{вк}\right)}{c_x\left(t_{wк} - t_{wн}\right)}. \qquad (7.13)$$

3. Определяют, аналогично поверхностным воздухонагревателям, массовую скорость движения воздуха во фронтальном сечении, число ходов по рекомендуемому значению скорости движения воды в трубках от 1,0 до 1,5 м/с (задаваясь числом рядов трубок по ходу воздуха, для воздухоохладителя от 4 до 8), уточненную с учетом принятого числа ходов скорость движения воды, коэффициент теплопередачи по формуле 7.8 для теплопередачи без массообмена при условном процессе «сухого» охлаждения как для поверхностного воздухонагревателя.
4. Определяют относительный водяной эквивалент по формуле:

$$\overline{W} = \frac{c_в G_в}{c_w G_w} (7.14)$$

и коэффициент эффективности теплообменника воздухоохладителя при условно «сухом» охлаждении:

$$\theta_в = \frac{t^р_{вн} - t^р_{вк}}{t^р_{вн} - t_{wн}} . (7.15)$$

5. По графику на рис.7.2 при значении относительного водяного эквивалента и коэффициента эффективности определяют число единиц переноса теплоты $NTU_в$ и требуемую площадь поверхности теплообмена:

$$F_н = \frac{NTU_в c_в G_в}{3{,}6k} . (7.16)$$

6. Уточняют число рядов трубок по ходу воздуха и повторяют расчет. При необходимости решают прямую задачу поверочного расчета теплообменника воздухоохладителя аналогично расчету теплообменника воздухонагревателя при проверке замерзания, определяя при фактической площади поверхности теплообмена расход холодной воды и ее температуру на выходе из воздухоохладителя [1].

Камера орошения

Камера орошения может быть использована для реализации адиабатных и политропных процессов обработки воздуха.

Прямая задача расчета камеры орошения при политропном процессе обработки воздуха

Исходные данные для расчета определяют на основе построения процессов обработки воздуха в теплый период года на i - d диаграмме влажного воздуха (политропное охлаждение и осушение):

1. Параметры начального и конечного состояния воздуха: температура $t_{вн}$, $t_{вк}$, °С, и энтальпия $i_{вн}$, $i_{вк}$, кДж/кг.
2. Расход воздуха через камеру орошения $G_{ок}$, кг/час.

При расчете камеры орошения требуется определить: расход орошающей воды G_w, кг/час, конечную и начальную температуру холодной воды $t_{wк}, t_{wн}$, °С, необходимое давление воды перед форсунками $P_ф$, Па, потери давления по воздуху $\Delta P_{ок}$, Па, и по воде ΔP_w, Па.

Последовательность расчета:

1. На i - d диаграмме через точки начального и конечного состояния воздуха проводят прямую и на ее пересечении с кривой насыщения φ = 100% определяют параметры предельного состояния воздуха $i_{впр}, t_{впр}, d_{впр}$ (рис. 7.3).

2. Вычисляют коэффициент адиабатной эффективности:

$$E_a = \frac{i_{вн} - i_{вк}}{i_{вн} - i_{впр}}, (7.18)$$

3. Находят коэффициент орошения

$$\mu = [-\frac{(\ln(1 - E_a) + 0{,}15)}{A_1 \upsilon_{фр}^{\beta}}]^{\frac{1}{\alpha}}] \qquad (7.19)$$

и коэффициент энтальпийной эффективности по формуле:

$$E_n = \frac{1-\exp[\phi \ln(1-E_a)]}{\phi}, \quad (7.20)$$

где $\phi = (1+\frac{0,725}{\mu})\{1+0,39[(-\ln(1-E_a)]^{-0,858}\}$, (7.21)

или по графику на рис.7.4.

$\upsilon_{фр}$ – скорость воздуха во фронтальном сечении камеры орошения, м/с;

A_1, α, β – коэффициенты аппроксимации, принимаемые в зависимости от типа камеры орошения для политропных режимов, ее исполнения и производительности по табл. 2.

Коэффициенты аппроксимации для двухрядных камер орошения, работающих в политропном режиме

Табл.2.

Тип камеры орошения	A_1	α	β
КОП 25-40 и КОП 63-100	1,01	2,0516	0,2166
КОП 10-20 и КОП - 50	1,1657	2,065	0,2032

4. Вычисляют относительный перепад температуры жидкости θ по формуле

$$\theta = bc_{ж}\mu(\frac{1}{E_n}-\frac{1}{E_a}), \quad (7.22)$$

где $b = 0,33$ кг·К/кДж;

$c_{ж}$ – теплоемкость жидкости, кДж/ кг·К.

5. Определяют начальную температуру воды:

$$t_{wн} = t_{впр} - \frac{\theta(i_{вн}-i_{вк})}{c_{ж}\mu}, \ ^{o}\text{C}. \quad (7.23)$$

Начальная температура воды не должна быть ниже температуры холодной воды от источника холода, но не ниже + 5 ^{0}С.

Конечная температура воды:

$$t_{wк} = t_{wн} - \frac{(i_{вн}-i_{вк})}{c_{ж}\mu}, ^{o}\text{C}. \quad (7.24)$$

6. Определяют расход орошающей воды:

$$G_w = \mu G_{ок}, \text{ кг/ч}, \quad (7.25)$$

и расход воды на одну форсунку:

$$g_{ф} = \frac{G_{ф}}{n}, \text{ кг/ч}, \quad (7.26)$$

где n - количество форсунок в оросительной системе камеры орошения. Расход воды на одну форсунку не должен быть менее $g_{фмин}$ для устойчивой работы форсунок. Эта проверка необходима для управляемых процессов.

7. Необходимое давление воды перед форсунками и потери давления по воде в форсунках, коллекторах и стояках камеры орошения $\Delta p = f(G_w)$ определяют по таблицам или графикам каталогов соответствующих производителей камеры орошения.

Расчет камеры орошения при адиабатном процессе обработки воздуха

Фирмы-производители приводят технические характеристики форсуночных адиабатных камер орошения в виде таблиц или номограмм для номинального расхода воздуха. В состав оросительной системы камеры орошения входит циркуляционный насос с постоянным числом оборотов, расход жидкости через форсунки остается практически постоянным, что исключает возможность применения управляемых процессов. Например, для каждого типоразмера форсуночной камеры КЦКП при номинальной производительности в таблице приложения приводится значение расхода воды и давления перед форсунками, при которых достигаются соответствующие три значения коэффициента адиабатной эффективности 0,65; 0,85; 0,95.

Если фактическая производительность центрального кондиционера отлична от номинальной, то следует учитывать зависимость коэффициента адиабатной эффективности также и от расхода воздуха:

$$E_a = 1 - \exp(-A_2 \sigma^{\alpha_1 фр}), \quad (7.27)$$

где A_2 , α_1 – коэффициенты аппроксимации, принимаемые в зависимости от типоразмера адиабатной камеры орошения по данным производителя.

При увеличении расхода воздуха происходит уменьшение коэффициента эффективности. Практически, если фактическое значение расхода воздуха $L_ф$ отличается от номинального значения $L_{ном}$ при сохранении постоянного расхода воды, то коэффициент адиабатной эффективности определяют по графику на рис. 7.5 в зависимости от отношения Q^1:

$$Q^1 = \frac{L_ф}{L_{ном}}. \quad (7.28)$$

Кривая 1 соответствует расходу и давлению воды, которые обеспечивают при номинальной производительности по воздуху значение E_a=0,95, кривая 2 – E_a=0,85, кривая 3 – E_a=0,65.

Исходные данные для расчета определяют по i - d диаграмме на основе построения процессов обработки воздуха в холодный период года (адиабатное увлажнение) и состоят из:

1. Параметров начального и конечного состояния воздуха: температуры $t_{вн}$, $t_{вк}$,, °С, и энтальпия $i_{вн}$, кДж/кг.
2. Расход воздуха через камеру орошения $G_{ок}$, кг/час.

При расчете камеры орошения требуется определить: расход орошающей воды G_w, кг/час, необходимое давление воды перед форсунками $P_ф$, Па, потери давления по воздуху $\Delta P_{ок}$, Па, и по воде ΔP_w, Па.

Порядок расчета адиабатной камеры орошения:

1. На i - d диаграмме через точку начального состояния воздуха проводят линию постоянной энтальпии и на ее пересечении с кривой насыщения $\varphi = 100\%$ определяют значение температуры мокрого термометра $t_{мт}$.

2. Вычисляют требуемый коэффициент адиабатной эффективности по формуле:

$$E_a = \frac{t_{вн} - t_{вк}}{t_{вн} - t_{мт}} \quad (7.30)$$

3. При использовании стандартного насоса, поставляемого в комплекте с форсуночной камерой орошения, принимают ближайшее значение коэффициента адиабатной эффективности по таблице 2 приложения 1 для центрального кондиционера КЦКП. Определяют расход орошающей воды G_w , кг/ч, и необходимое давление воды перед форсунками $P_ф$, Па. Если значение расхода приточного воздуха отличается от номинального расхода воздуха, то определяют отношение Q^1 по формуле 7.28, и по графику на рис. 7.5 уточненное значение коэффициента E_a^1.

4. Корректируют построение на i-d диаграмме, определяя температуру воздуха после охлаждения и увлажнения по формуле:

$$t_{вк} = t_{вн} - E_a^{'}(t_{вн} - t_{мт}) .(7.31)$$

Блок сотового увлажнения

В контактных аппаратах с насадкой, к которым относятся блоки сотового увлажнения, коэффициент адиабатной эффективности зависит не от расхода воды, а от скорости движения воздуха и площади смоченной поверхности насадки, определяемой ее глубиной. При глубине 100 мм достигается значение коэффициента эффективности E_a=0,65, при глубине 200 мм E_a=0,85, при глубине 300 мм E_a=0,95. При расчете блока сотового увлажнения определяют расход орошающей воды G_w, кг/час, расход сливной воды G_{ws}, кг/час, необходимой для поддержания концентрации минералов и солей в баке увлажнителя на допустимом уровне, и общее количество воды, равное сумме этих двух значений.

Исходные данные для расчета определяют аналогично, как и при расчете камер орошения. Порядок расчета блока сотового увлажнения:

1. На i - d диаграмме через точку начального состояния воздуха проводят линию постоянной энтальпии и на ее пересечении с кривой насыщения $\varphi = 100\%$ определяют значение температуры мокрого термометра $t_{мт}$.

2. Вычисляют требуемый коэффициент адиабатной эффективности по формуле 7.30.

3. Выбирают тип кассеты увлажнителя (глубину насадки), определяют фактическое значение коэффициента адиабатной эффективности и потери давления по воздуху при фактическом его расходе. Расход орошающей воды G_w, кг/ч, определяют по таблице 3 приложения 1.

4.Корректируют построение на I-d диаграмме, определяя температуру воздуха после охлаждения и увлажнения по формуле 7.31.

6. Определяют расход сливной воды G_{ws}, кг/ч,:

$$G_{ws} = G_w \cdot f_в, \ (7.32)$$

где $f_в$ – коэффициент слива, определяемый в зависимости от качества воды:

содержания ионов кальция Ca^{2+} , бикарбоната HCO_3^- и pH подаваемой воды по диаграмме качества воды, в курсовой работе допускается принимать значение $f_в$ равным 0,3, соответствующее воде средней жесткости.

7. Определяют суммарный расход воды G, кг/час:

$$G = G_w + G_{ws} . \ (7.33)$$

Вентиляционный агрегат

Подбор вентиляционного агрегата центрального кондиционера осуществляют по расходу воздуха и полному давлению, равному сумме аэродинамических сопротивлений отдельных его блоков, вентиляционной сети, подпора, с использованием характеристик вентиляторов, приведенных в каталогах фирм-производителей. Аэродинамическое сопротивление вентиляционной сети определяют в результате аэродинамического расчета воздуховодов системы кондиционирования воздуха. Рециркуляционные воздуховоды подбирают таким образом, чтобы потери давления в них были равны потерям давления по направлению основного потока от

воздухозаборного устройства до смесительной камеры. Если не удается обеспечить равенство потерь давления, то требуется подобрать и установить рециркуляционный вентилятор.

Аэродинамическое сопротивление функциональных блоков центрального кондиционера определяют при их расчете или ориентировочно по таблицам соответствующего каталога. Средние значения аэродинамического сопротивления блоков кондиционера КЦКП 1,6-100 приведены в приложении 2 табл.1. Сопротивление воздухонагревателя и воздухоохладителя определяют при расчете.

Аэродинамическое сопротивление орошаемых слоев насадки глубиной 200 и 300 мм блока сотового увлажнителя возрастает соответственно с повышающими коэффициентами 1,35 и 1,8. Следует принимать в расчет среднее значение конечного сопротивления запыленного фильтра 150 Па.

При выборе типа вентилятора следует отдавать предпочтение вентиляторам с лопатками, загнутыми назад, имеющими более высокие значения коэффициента полезного действия. Вентиляторы с лопатками, загнутыми вперед, следует применять при необходимости создания больших давлений при том же числе оборотов по сравнению с лопатками, загнутыми назад, или того же давления при меньшем числе оборотов электродвигателя. Они имеют более низкий коэффициент полезного действия и более высокий уровень шума, но меньшие габариты и вес.

8. ТЕПЛО- И ХОЛОДОСНАБЖЕНИЕ ЦЕНТРАЛЬНОГО КОНДИЦИОНЕРА. РАСЧЕТ И ПОДБОР ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ, БАКОВ, НАСОСОВ

Теплоснабжение

В курсовом проекте студент должен выбрать и представить на чертеже схемы теплоснабжения воздухонагревателей первого и второго подогрева.

Теплоснабжение воздухонагревателей первого подогрева осуществляется из тепловой сети через тепловой узел ввода ее в здание или от индивидуального теплогенератора. Следует предусмотреть в схеме теплоснабжения возможность регулирования температуры воздуха и защиту от замерзания воды в трубках теплообменника. Воздухонагреватели второго подогрева потребляют горячую воду постоянной температуры, подаваемую по графику горячего водоснабжения. Схема теплоснабжения ВН может быть независимой при наличии водоводяного теплообменника или со смесительным насосом. Возможные схемы теплоснабжения воздухонагревателей первого и второго подогрева приведены в [1, глава 10].

Холодоснабжение

В курсовом проекте проектируют одну систему кондиционирования воздуха, обслуживаемую одной или двумя водоохлаждающими холодильными машинами. Схему холодоснабжения студент выбирает с помощью руководителя, руководствуясь литературой [2, 4] в зависимости от выбранного аппарата охлаждения и осушения воздуха и способа охлаждения конденсатора холодильной машины, и представляет ее на чертеже. В качестве холодильного агента при холодоснабжении систем кондиционирования воздуха жилых и общественных зданий используют хладоны, в курсовом проекте можно применить хладон - 22 (R 22). Определяющим для работы парокомпрессионной холодильной машины является температурный режим работы, который при расчете и ее подборе назначается в зависимости от значений температуры охлаждаемой среды в испарителе (в курсовом проекте- холодная вода) и охлаждающей среды в конденсаторе (наружный воздух или вода).

Температурный режим работы холодильной машины

Температуру испарения, °С, для водоохлаждающей холодильной машины определяют из соотношения:

$$t_и = t_{сржс} - (5 \div 8), (8.1)$$

где $t_{сржс}$ - средняя температура жидкости на входе и выходе из испарителя:

$$t_{сржс} = \frac{t_{wн} + t_{wк}}{2}. (8.2)$$

Если теплота конденсации отводится водой, то температура конденсации , °С:

$$t_к = t_{срw} + (5 \div 8), (8.3)$$

где $t_{срw}$ - средняя температура воды на входе и выходе из конденсатора, перепад температур воды $\Delta t_к = 8 \div 10^0 C$.

При использовании водопроводной воды для охлаждения конденсатора принимают начальную температуру $t_w = 20^0$С , а при использовании оборотной воды, охлаждаемой в мокрой градирне, начальная температура воды определяется:

$$t_w = t_{мтн} + (3 \div 4), ^oC, (8.4)$$

где $t_{мтн}$ - расчетная температура наружного воздуха по "мокрому" термометру для теплого периода.

При охлаждении конденсатора воздухом температура конденсации, °С :

$$t_к = t_{срв} + (8 \div 15), (8.5)$$

перепад температур воздуха в конденсаторе , °С:

$$\Delta t_к = 6 \div 10^0 C.$$

Начальную температуру воздуха на входе в конденсатор при охлаждении наружным воздухом принимают равной расчетной температуре наружного воздуха для теплого периода, принятой при проектировании СКВ для соответствующего географического пункта.

Температуру всасывания паров рабочего вещества в компрессор определяют, °С:

$$t_{1'} = t_и + (5 \div 10) . (8.6)$$

Перегрев на всасывании необходим для того, чтобы обеспечить безопасную работу компрессора, так как попадание жидкости в цилиндр поршневого компрессора может привести к гидравлическому удару, для других типов компрессоров попадание жидкости тоже нежелательно.

Температуру переохлаждения жидкого хладоагента перед регулирующим вентилем определяют при воздушном охлаждении конденсатора:

$$t_{3'} = t_к - (4 \div 7), (8.7)$$

при водяном охлаждении конденсатора:

$$t_{3'} = t_к - (2 \div 3). (8.8)$$

Приведенные перепады температур являются ориентировочными, они зависят от рабочего вещества, типа теплообменников испарителя и конденсатора.

Подбор холодильной машины

Подбор холодильных машин производится одним из трех методов: путем пересчета холодопроизводительности с рабочего режима на спецификационный, указанный в каталоге, по графическим характеристикам холодильных машин или по таблицам, по теоретической объемной подаче компрессора. Второй способ подбора и определения текущих значений тепло- и

холодопроизводительности по таблицам или графикам является наиболее простым и употребительным. Он чаще всего применяется для чиллеров и компрессорно- конденсаторных блоков. Таблицы для соответствующих чиллеров и компрессорно-конденсаторных блоков приводятся в каталогах фирм производителей.

Наиболее точным является третий метод, основанный на тепловом расчете холодильного цикла агрегата в расчетном режиме. Задачей точного теплового расчета холодильной машины является определение требуемой объемной подачи компрессора, его подбор, определение тепловой нагрузки на конденсатор и испаритель, подбор конденсатора и испарителя.

Чаще всего в инженерной практике ограничиваются подбором холодильной машины по таблицам или графикам, предоставляемым производителем оборудования. В курсовом проекте следует использовать второй и третий способы

Исходными данными для расчета являются: количество вырабатываемого холода Q_x, Вт, определяемое как сумма затрат холода на обработку воздуха в центральном кондиционере и потерь холода в изолированных трубопроводах (10% от основных затрат холода), температура холодной воды на входе и выходе из системы холодоснабжения поверхностного воздухоохладителя или политропной камеры орошения $t_{wн}$ и $t_{wк}$, °С, способ охлаждения конденсатора холодильной машины и температура охлаждающей среды (воды или воздуха).

Порядок расчета холодильной машины:

1. Составляют расчетную схему парокомпрессионной холодильной машины. Обычно используется одноступенчатая хладоновая холодильная машина (рис.8.1).
2. Выбирают расчетный температурный режим работы установки: $t_и, t_к, t_{1'}, t_{3'}$.
3. Строят цикл изменения состояния хладоагента в диаграмме lg P-i для хладона R 22 (рис. 8.2)
   а) наносят на диаграмму изобары $P_н$ и $P_к$, соответствующие $t_и$ и $t_к$ для хладоагента;
   б) продолжают линию $P_и$ до пересечения с изотермой $t_{1'}$;
   в) через т.1' проводят адиабату (линия постоянной энтропии) до ее пересечения с изобарой Рк - т.2
   г) проводят линию постоянной энтальпии $i_{3'}$ и на ее пересечении с изобарами $P_и$ и Рк получают точки 3 и 4;
   д) определяют энтальпию хладона во всех точках цикла и удельный объем паров хладона $\upsilon_{1'}$, м^3/кг, в точке 1'.
4. Определяют удельные характеристики цикла:
   удельная холодопроизводительность, кДж/кг:
$q_x = i_1 - i_4$;
удельное количество теплоты, отводимое в конденсаторе, кДж/кг:
$q_к = i_2 - i_{3'}$;
удельная теоретическая работа сжатия в компрессоре, кДж/кг:
$l_m = i_2 - i_{1'}$.
5. Определяют требуемый массовый расход хладоагента M_x, кг/с:

$$M_x = \frac{Q_x}{q_x}. (8.9)$$

6. Требуемая объемная производительность компрессора $V_к$, м^3/с:

$$V_к = \frac{M_x \upsilon_{1'}}{\lambda}, (8.10)$$

где λ - коэффициент подачи компрессора, который учитывает объемные потери, которыми сопровождается действительный процесс сжатия.

Коэффициент подачи представляют в виде произведения четырех коэффициентов, каждый из которых учитывает влияние одного фактора:

$$\lambda = \lambda_1 \lambda_2 \lambda_3 \lambda_4 , (8.11)$$

где λ_1 - объемный коэффициент подачи определяется отношением объема засасываемых паров к объёму, описываемому поршнем, для фреоновых машин определяется :

$$\lambda_1 = 1 - c \ [(p_k / p_и)^{\frac{1}{n}} - 1], (8.12)$$

где С - коэффициент мертвого пространства, принимаемый для больших машин 0,02; для малых 0,06;

n - показатель политропы, принимаемый для хладоновых компрессоров равным 0,9 - 1,1;

λ_2 – коэффициент дросселирования учитывает уменьшение производительности из-за потерь во всасывающем клапане. У среднетемпературных холодильных компрессоров λ_2 находится в пределах $0,98 \div 1,0$.

Коэффициент подогрева λ_3 учитывает уменьшение производительности из-за подогрева рабочего вещества при его всасывании и сжатии в цилиндре, его можно считать равным:

$$\lambda_3 = \frac{T_и}{T_к}. \qquad (8.13)$$

λ_4 - коэффициент плотности учитывает уменьшение производительности из-за утечек и перетечек. Для современных холодильных компрессоров, имеющих поршневые кольца, коэффициент плотности находится в пределах $\lambda_4 = 0,95 - 0,99$, меньшее значение соответствует большим отношениям давления конденсации и испарения.

По значению Vк выбирают одну или две холодильные машины с компрессором соответствующей производительности $V_к$' так, чтобы сумма объемных подач компрессоров была на 25 - 30 % больше величины, полученной расчетом.

7. Определяют действительную холодопроизводительность компрессора, кВт:

$$Q_x = M_x' q_x \qquad (8.14)$$

где M_x' - действительный массовый расход хладоагента, кг/с:

$$M_x' = \frac{\lambda V'_к}{\upsilon_{1^1}}, \ (8.15)$$

Действительную холодопроизводительность находят по формуле:

$$Q_x' = M_x' q_x . (8.16)$$

8. Электрическая мощность компрессора, кВт:

а) теоретическая

$$N_m = M_x' l_m \ ; \qquad (8.17)$$

б) индикаторная

$$N_i = \frac{N_m}{\eta_i}, , \qquad (8.18)$$

б) на валу электродвигателя

$$N_э = \frac{N_i}{\eta_м \eta_э}, \quad (8.19)$$

где η_i $\eta_{мех}$ $\eta_{эл}$ - коэффициенты полезного действия индикаторный η_i = 0,7-0,8, механический $\eta_{мех}$= 0,9; при $P_к / P_и$ = 5 - 7, $\eta_{мех}$ = 0,8 при $P_к / P_и$ = 11 - 13, КПД электродвигателя для малых $\eta_{эл}$ = 0,85 - 0,9, для крупных $\eta_{эл}$ = 0,9 - 0,95.

9 Определяют тепловую нагрузку на конденсатор $Q_к$, кВт, из уравнения теплового баланса холодильной машины:

$$Q_к = Q_x + N_i ; \quad (8.20)$$

и через удельный расход теплоты на основе цикла холодильной машины:

$$Q_к = M_x q_к , \quad (8.21)$$

выбирая большее значение, обычно получаемое из уравнения баланса теплоты.

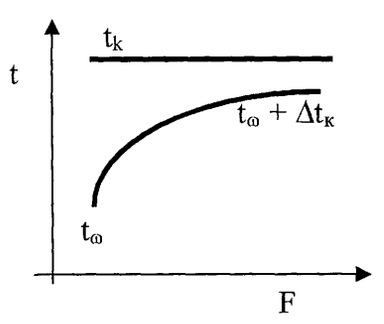
10. Для подбора конденсатора определяют требуемую площадь теплопередающей поверхности конденсатора, м^2:

$$F_к = \frac{Q_к}{k_к \Delta t_{ср}^{к}}, \quad (8.22)$$

где $k_к$ - коэффициент теплопередачи конденсатора, кВт/м^{2}К, для конденсаторов, работающих на хладоне R 22 $k_к$ = 400 - 650 Вт/м^2 К;

$\Delta t_{ср}^{к}$ - среднелогарифмический температурный перепад, определяемый по формуле:

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}}, \quad (8.23)$$



где $\Delta t_б = t_к - t_w$ (8.24)

$\Delta t_м = t_к - t_w - \Delta t_к$. (8.25)

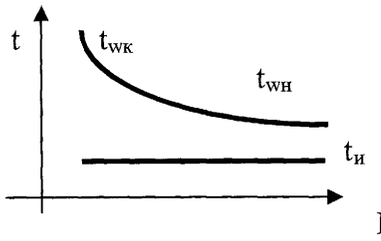
Расход воды, охлаждающей конденсатор, кг/час:

$$G_w = \frac{3.6 Q_к}{c_w \Delta t_к}. \quad (8.26)$$

11. Требуемая площадь поверхности испарителя определяется аналогично

$$F_u = \frac{Q_u}{k_u \Delta t_{cp}{}^u}, \qquad (8.27)$$

где k_u - коэффициент теплопередачи испарителя, Вт/м^2 К ,
величина которого может приниматься равной 500 - 650 Вт/м^2 К при хладоагенте R 22.
$\Delta t_{cp}{}^u$ для испарителя находится аналогично, где $\Delta t_б$ и $\Delta t_м$ определяются из графика



$$\Delta t_б = t_{wк} - t_и \qquad (8.28)$$
$$\Delta t_м = t_{wн} - t_и \qquad (8.29)$$

Размещение холодильных установок не допускается в жилых зданиях, интернатах для престарелых и инвалидов, детских учреждениях, гостиницах, зданиях лечебно-профилактических учреждений, они должны размещаться в отдельно стоящих зданиях. В производственных, общественных и административно бытовых зданиях следует размещать холодильные установки в помещениях, где над перекрытием или под полом нет помещений с плановым постоянным или временным пребыванием людей, предусматривая трехкратный воздухообмен, при аварии - пятикратный. Высота помещения принимается не менее 3,6 м, проход между агрегатами 1,5 м, расстояние между стенами и агрегатами 0,7 м. Водоохлаждающие холодильные машины с воздушным охлаждением конденсатора и с осевым вентилятором размещают снаружи здания: на крыше или во дворе здания.

Схема холодоснабжения. Подбор баков, насосов

Схема холодоснабжения центрального кондиционера может быть одноконтурной без бака в установках с поверхностным воздухоохладителем и с политропной камерой орошения холодопроизводительностью до 150 кВт, одноконтурной с двухсекционным баком [4, кн.2, рис. 16.4, 16.6 а,в] при больших значениях холодопроизводительности.

В схеме без бака при децентрализованном холодоснабжении, после использования в камере орошения отепленная вода забирается насосом из поддона, проходит через испаритель холодильной машины и подается обратно к форсункам. Эта схема применяется, если холодопроизводительность машины регулируется автоматически по температуре воды, выходящей из испарителя, при большом объеме трубопроводов и испарителя. Подобная схема без бака применяется и для поверхностного воздухоохладителя.

В установках большей производительности и при централизованном холодоснабжении от холодильных станций отепленная вода из поддона камеры орошения самотеком поступает в бак, расположенный ниже уровня поддонов камеры орошения. При двухконтурной схеме бак имеет два отсека: отепленной и охлажденной воды, две группы насосов, одна из которых осуществляет циркуляцию холодоносителя между баком и потребителем холода, вторая между баком и испарителем холодильной машины. Степень охлаждения воздуха после камеры орошения регулируется с помощью трехходового смесительного клапана путем изменения температуры холодной воды, подаваемой на форсунки, за счет изменения соотношения количества холодной и рециркуляционной воды в клапане. Для управляемых процессов в оросительной камере степень охлаждения воздуха после камеры орошения кроме того регулируется путем изменения расхода холодной воды с помощью двухходового регулирующего клапана.

Подбор насосов

Циркуляционные и смесительно- циркуляционные насосы, используемые в системах тепло- и холодоснабжения, подбирают по двум значениям: подаче насоса, равной объемному расходу тепло- холодоносителя, и напору, развиваемому насосом.

Напор, развиваемый насосом, определяют в зависимости от схемы тепло- и холодоснабжения поверхностного теплообменника или камеры орошения. Для замкнутой схемы циркуляции с поверхностным теплообменником он складывается из потерь напора в трубопроводах, регулирующей, запорной арматуре, промежуточных водо-водяных теплообменниках при независимой схеме, поверхностном теплообменнике. Потери напора (давления) в отдельных элементах гидравлической сети вычисляют при подборе соответствующего оборудования. Потери напора (давления) в трубопроводах определяют в результате гидравлического расчета, назначая диаметр трубопровода, ориентируясь на скорость движения жидкости не более 1-1,5 м/с или в курсовом проекте принимая ориентировочно.

Насосы для подачи воды в оросительную камеру подбирают по расходу холодной воды и напору, развиваемому насосом, определяемому по формуле:

$$H = \Delta h_{\text{тр}} + h + P_{\phi} / \rho g, \qquad (8.31)$$

где $\Delta h_{тр}$ – потери напора в трубопроводах и коллекторах, м. в. ст., ориентировочно 0,5 м;

h – высота подъема воды, м;

ρ – плотность воды, кг/м^3;

g – ускорение свободного падения, м/с^2;

P_{ϕ} – давление воды перед форсунками, соответствующее расходу воды для достижения значения коэффициента адиабатной эффективности (таблица 2 приложение 1), Па.

Насосы для подачи отепленной воды в испаритель холодильной машины и далее в резервуар холодной воды, подбирают по расходу холодной воды и напору:

$$H = \Delta h_{\text{тр}} + h_{б} + \Delta h_{и}, \qquad (8.32)$$

где $\Delta h_н$ - потери напора в испарителе, Па;

$h_р$ - высота бака холодной и отепленной воды от всасывающей трубы до перелива, м;

$\Delta h_{тр}$ - потери напора в трубопроводах, Па.

Подбор расширительного бака

Для компенсации увеличения объема в замкнутом гидравлическом контуре трубопроводов, обычно при независимой схеме, следует предусматривать закрытый расширительный бак. Полезный объем закрытого расширительного бака определяют по формуле:

$$V_{рб} = 0{,}0006 \Delta t V_{c} \frac{P_{макс} P_{мин}}{(P_{макс} - P_{мин}) P_{пр}}, \qquad (8.33)$$

где Δt - изменение температуры воды от минимального до максимального значения в системе, ^{0}С:

$$\Delta t = t_{макс} - t_{мин}.$$

В режиме охлаждения минимальная температура принимается равной +4°С, максимальная, равной температуре окружающего воздуха 35°С.

$V_{б}$ – объем воды в системе тепло- холодоснабжения поверхностных теплообменников, определяется суммированием объема воды в отдельных элементах: испарителе чиллера,

трубопроводах, воздухоохладителе при зависимом присоединении, водоводяном теплообменнике, воздухонагревателе или воздухоохладителе, трубопроводах при независимом присоединении;

$P_{мин}$ – абсолютное минимальное давление в расширительном баке, кПа(бар), равное гидростатическому давлению на уровне установки бака с некоторым запасом при установке насосов и бака в нижних точках системы:

$$P_{мин} = P_a + \rho g H + P_{зап}, \quad (8.35)$$

где $P_{зап}$ - запас давления для создания избыточного давления в верхней точке системы, кПа, принимается равным 5 кПа;

H – высота от уровня воды в расширительном баке до верхней точки системы тепло-холодоснабжения, м;

ρ – плотность тепло-холодоносителя при минимальной температуре, кг/м^3 ;

Если расширительный бак устанавливается в верхней части системы, то минимальное давление принимается 150 кПа (1,5 бар) независимо от перепада высоты между точкой установки бака и потребителем (фэнкойлом, теплообменником). Объем закрытого бака уменьшается при переходе его в верхнюю часть здания.;

$P_{пр}$ – абсолютное давление в баке до его подключения к системе, кПа, или давление предварительной настройки, определяемое как:

$$P_{пр} = P_{мин} - (0{,}5 \div 5). \quad (8.34)$$

$P_{макс}$ – абсолютное максимальное давление воды в баке, кПа, принимается равным:

$$P_{макс} = P_a + P_{раб} - (P_н + P_1), \quad (8.36)$$

где $P_{раб}$ – рабочее давление, допустимое для элементов системы тепло-холодоснабжения в низшей ее точке, кПа; для кожухотрубного испарителя чиллера 1000 кПа (10 бар), для разборного пластинчатого испарителя –500 кПа (5 бар).

$P_н$ – давление, развиваемое насосом, кПа;

P_1 – гидростатическое давление столба жидкости высотой h_1, определяемой, как расстояние от уровня установки насоса до уровня воды в расширительном баке.

Бак подбирается по объему и давлению предварительной настройки $P_{пр}$.

Подбор аккумулирующего бака

Для снижения установленной мощности холодильного оборудования при значительной неравномерности холодонагрузки в течение суток применяют баки-аккумуляторы, что особенно целесообразно при наличии льготного ночного тарифа на электроэнергию. Бак-аккумулятор включается в схему холодоснабжения параллельно основному циркуляционному кольцу. Баки-аккумуляторы применяются для того, чтобы снизить часовую производительность чиллеров от максимальной часовой до среднесуточной.

Для подбора аккумулирующего бака определяют расход холода в расчетные сутки для каждого часа на основе расчета почасовых теплопоступлений в помещения. Для определения суточного расхода холода строят почасовый график. Площадь фигуры под графиком определит общий расход холода за сутки.

Полезную часовую холодопроизводительность чиллера за сутки определяют по формуле:

$$Q_{хср} = \frac{Q_{сут}}{3600\tau}, \quad (8.37)$$

где $Q_{хср}$ – среднечасовый расход холода за сутки, кВт;

$Q_{сут}$ – общий расход холода за сутки, кДж;

τ - продолжительность работы чиллера в сутки, принимается $20 \div 22$ ч.

Количество холода, которое может быть аккумулировано $Q_{ак}$, кВт, – площадь, ограниченная сверху кривой расхода холода, а снизу прямой, определяющей полезную часовую холодопроизводительность за сутки.

Объем жидкостного бака-аккумулятора определяют по формуле:

$$V_{ак} = \frac{Q_{ак}}{\rho_x c_x (t_{жк} - t_{жн})} - V_{тр}, \quad (8.38)$$

$Q_{ак}$ – количество холода, аккумулированного в баке (пропорционально площади между кривой суточного расхода холода и полезной холопроизводительностью чиллера), кВт;

ρ_x, c_x - плотность и удельная теплоемкость холодоносителя, кг/м^3, кДж/кг К;

$t_{wн}$, $t_{wк}$ - начальная и конечная температура холодоносителя ;

$V_{тр}$ - объем трубопроводов системы холодоснабжения, м^3.

9. РАЗРАБОТКА ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ СХЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Обычно функциональную схему автоматического регулирования составляет специалист по кондиционированию воздуха совместно со специалистом по автоматическому регулированию, для чего он должен быть знаком с основными положениями теории автоматического регулирования, представлять механизм реализации управляющих воздействий, знать возможность реализации управляющих воздействий в современном оборудовании, в том числе и в источниках теплоты и холода. Научиться принципам составления функциональной схемы необходимо так же для понимания и правильного применения стандартных решений по автоматизации центральных кондиционеров.

Исходными данными для составления функциональной схемы автоматического регулирования являются технологическая схема обработки воздуха в СКВ, i - d диаграмма с изображением режимов работы системы и границ режимов при изменении параметров наружного воздуха, тепловой и влажностной нагрузки.

Последовательность составления функциональной схемы автоматического регулирования следующая:

1. Выбирают и размещают первичные преобразователи (датчики) регулируемых и контрольных параметров воздуха. Датчики температуры воздуха устанавливают в обслуживаемой зоне помещения или в канале вытяжного воздуха при заметной неоднородности температур в обслуживаемой зоне, в канале наружного воздуха, фиксирующие температуру по сухому и мокрому термометру, в канале приточного воздуха. При необходимости точного поддержания относительной влажности воздуха устанавливают датчики относительной влажности воздуха в обслуживаемой зоне помещения или в канале удаляемого воздуха. В качестве датчиков в помещении применяются комнатные термостаты и гигростаты, устанавливаемые на стене помещения. При значительной неравномерности параметров воздуха в пределах обслуживаемой зоны датчик температуры (относительной влажности) воздуха устанавливают в вытяжном воздуховоде, но при этом наличие градиента температуры в помещении требует внесения некоторых коррективов в настройку датчика. Часто в помещениях с незначительными или постоянными влаговыделениями применяют косвенное поддержание относительной влажности воздуха путем стабилизации температуры воздуха после оросительной камеры или воздухоохладителя, устанавливая датчик температуры "точки росы " в канале приточного воздуха. В этом случае применяется канальный датчик температуры воздуха. Канальные датчики температуры воздуха могут быть установлены после блоков обработки воздуха для стабилизации параметров промежуточного состояния воздуха в каскадных схемах регулирования. Например, в СКВ с первой рециркуляцией и управляемым процессом в поверхностном воздухоохладителе устанавливают датчик температуры приточного воздуха, по которому регулируется соотношение расходов наружного и рециркуляционного воздуха для 4 зоны и

степень подогрева смеси минимального расхода наружного и рециркуляционного воздуха для 3 зоны в воздухонагревателе первого подогрева (рис. 6.1).

При управляемых процессах увлажнения воздуха устанавливают датчик температуры "мокрого" термометра, характеризующий энтальпию приточного воздуха, для регулирования степени охлаждения и увлажнения приточного воздуха. В качестве датчика температуры мокрого термометра используют стандартный погружной датчик температуры, устанавливаемый либо ниже уровня воды в стенке поддона блока увлажнения либо выше уровня воды в поддоне в смачиваемом тканевом чехле, конец которого опущен в воду. После блока увлажнения в потоке приточного воздуха устанавливают канальный датчик относительной влажности для контроля максимального значения этого параметра.

Для защиты от замерзания воды в трубках воздухонагревателя устанавливают контактный датчик температуры воды на обратном трубопроводе и датчик температуры воздуха перед или после воздухонагревателя. В стандартных схемах применяется датчик-реле температуры в качестве термостата угрозы замерзания воздухонагревателя первого подогрева, устанавливаемый после теплообменника.

Контроль загрязненности фильтра осуществляется с помощью дифференциальных датчиков-реле давления по воздуху, которые подключаются с помощью пластиковых трубок до и после фильтра к патрубкам в корпусе кондиционера. Аналогичные датчики устанавливаются для контроля работы вентиляторов по перепаду давления. Так же дифференциальные датчики давления необходимо устанавливать для контроля перепада давления в потоке удаляемого воздуха до и после теплообменника регенерации теплоты, так как рост перепада давления свидетельствует о замерзании образующегося конденсата.

Все датчики соединяют линиями с контроллером. На линиях, соединяющих электрические преобразователи (датчики) с микропроцессорным контроллером подписывают значение регулируемых параметров, определяемые из построения на i - d диаграмме.

2. Выбирают управляющие воздействие на функциональные блоки СКВ, последовательно рассматривая приемно - смесительный блок в схеме с рециркуляцией воздуха, воздухонагреватель, блоки увлажнения воздуха, воздухоохладитель, блоки осушения воздуха, вентилятор, насосы, теплообменники регенерации теплоты удаляемого воздуха [1]. Температура и относительная влажность воздуха в помещении поддерживается постоянной при наличии второго подогрева посредством регулирования расхода теплоносителя через воздухонагреватель (регулирование по методу «точки росы»). Если второй подогрев отсутствует, то температура и относительная влажность воздуха поддерживается регулированием степени нагревания или охлаждения приточного воздуха в соответствующих аппаратах обработки воздуха при изменении расхода воды, распыляемой форсунками при адиабатном увлажнении, включением или отключением кассет блока сотового увлажнителя, при изменении производительности генератора пара, изменении расхода холодной воды при управляемых процессах в поверхностном воздухоохладителе, изменении расхода воды в поверхностном воздухонагревателе, изменении расхода воздуха через обводной канал и аппарат тепловлажностной обработки воздуха (метод оптимальных режимов). По результатам выбора способов регулирования на схеме указывают выбранное устройство для регулирования – воздушный регулирующий клапан, водяной регулирующий клапан, электропривод насоса или вентилятора. В соответствии с принятыми решениями микропроцессорный блок соединяют линиями с соответствующими исполнительными механизмами регулирующих клапанов и электроприводами насосов и вентиляторов.

Границами режимов работы СКВ являются изоэнтальпы. Для переключения с одного режима на другой следует предусмотреть сигнализацию по сигналу датчика температуры "сухого" и "мокрого" термометра в канале наружного воздуха, например, для включения холодильной машины датчик настраивается на энтальпию $i^{m}_{вмакс}$.

3. Согласование регулируемых параметров в помещении с возможными управляющими воздействиями. Анализ стандартных схем автоматического регулирования, выбор аналога и соответствующего программного обеспечения. Разработка алгоритма автоматического

регулирования СКВ в виде блок-схемы, реализующего выбранную последовательность управления процессами тепловлажностной обработки воздуха при изменении параметров наружного климата и изменении тепло - и влагопоступлений в помещении, определенную на основе годового анализа режима работы СКВ (смотри раздел 7). При необходимости корректировка стандартной схемы и перепрограммирование сменного блока контроллера. Описание работы схемы автоматического регулирования.

4. Предусматривают устройства автоматического управления, реализующие функции контроля параметров, обеспечивающих надежную и безопасную работу центрального кондиционера, сигнализацию аварийных режимов. Для герметизации системы в нерабочее время, что важно в холодный период года, воздушные клапаны наружного и вытяжного воздуха, имеющие автоматический электропривод, должны быть сблокированы с электродвигателями вентиляторов, так же как и электродвигатели насоса блока увлажнения, воздухонагревателя первого подогрева, компрессора, вытяжного вентилятора.

10. ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

В графической части курсового проекта должны быть отражены все принятые решения. Должны быть изображены:

1. План помещения, в котором устраивается кондиционирование воздуха в масштабе 1:100 с нанесением технологического оборудования, воздухораспределителей, вытяжных и рециркуляционных решеток, воздуховодов с указанием их типа и размеров.

3. План и разрез помещения кондиционера и холодильной машины в масштабе 1:50 с нанесением кондиционера, холодильных машин, насосов, баков и т.д. На плане и разрезе необходимо показать воздуховоды, воздухозаборное устройство, трубопроводы обвязки воздухонагревателей, воздухоохладителей, камеры орошения и холодильных машин. Все оборудование должно быть привязано к строительным конструкциям.

4. Аксонометрическая схема воздуховодов СКВ в масштабе 1 : 100.

5. Аксонометрические схемы тепло-холодоснабжения в масштабе 1 : 50 (обвязка воздухонагревателей, воздухоохладителей и камеры орошения с указанием регулирующих клапанов, насосов и т.д., обвязка холодильной машины).

7. Функциональная схема автоматического регулирования системы кондиционирования воздуха.

8. Спецификация основного оборудования: блоков центрального кондиционера, бака, насосов, холодильных машин, вытяжных вентиляторов, трубопроводов, регулирующих клапанов и т. д. Спецификация при недостатке места может быть помещена в пояснительной записке.

Графическая часть проекта должна быть выполнена в соответствии с требованиями ГОСТ по оформлению чертежей отопления и вентиляции.

Приложение 1

Технические характеристики воздухонагревателей и воздухоохладителей центральных кондиционеров КЦКП

Таблица 1

Типоразмер кондиционера	Обозначение воздухонагревателя ВНВ воздухоохладителя ВОВ	Площадь фронтального сечения, $м^2$	Размеры, мм		Площадь теплообмена однорядного теплообменника, $м^2$, при шаге пластин, мм	
			Длина трубок	Высота трубной решетки	1,8	2,5
КЦКП- 5	243.1-073-065	0,475	730	650	12,4	9,8
КЦКП- 6,3	243.1-103-065	0,67	1030	650	18,3	13,8
КЦКП- 8	243.1-072-085	0,865	720	850	23,6	17,9
КЦКП- 10	243.1-102-085	0,927	1020	850	25,3	19,1
КЦКП- 12,5	243.1-102-115	1,236	1020	1150	33,8	25,5
КЦКП- 16	243.1-133-115	1,596	1330	1150	43,6	33,0
КЦКП- 20	243.1-133-145	1,956	1330	1450	53,5	40,4
КЦКП- 25	243.1-166-145	2,445	1660	1450	66,9	50,5
КЦКП- 31,5	243.1-166-175	2,934	1660	1750	80,2	60,6
КЦКП- 45	243.1-196-205	3,474	1960	2050	95	71,7
КЦКП- 50	243.1-185-200	3,96	1850	2000	108,3	81,8

Технические характеристики форсуночных камер КЦКП

Табл. 2

Типоразмер	Коэффициент адиабатной эффективности E_a	Расход воды, т/час	Давление перед форсунками, бар (кг/см^2 или 10^5Па)
КЦКП-10	0,65	9,0	0,6
	0,85	13,1	1,35
	0,95	17,1	2,45
КЦКП-12,5	0,65	9,0	0,60
	0,85	13,2	1,38
	0,95	17,3	2,52
КЦКП-16	0,65	11,8	0,65
	0,85	17,1	1,5
	0,95	22,5	2,74
КЦКП-20	0,65	15,9	0,67
	0,85	23,0	1,53
	0,95	30,3	2,8
КЦКП-25	0,65	19,6	0,72
	0,85	28,5	1,64
	0,95	37,4	2,98
КЦКП-31,5	0,65	29,4	0,72
	0,85	42,5	1,62
	0,95	55,7	2,94
КЦКП-45	0,65	40,0	0,72
	0,85	58,0	1,62
	0,95	76,0	2,95
КЦКП-50	0,65	48,5	0,7
	0,85	70,2	1,59
	0,95	92,0	2,88

Технические характеристики блоков сотового увлажнения КЦКП

Табл. 3

Типоразмер	Размеры кассеты, ВхН, мм	Расход воды, т/час, при значении E_a		
		0,65	0,85	0,95
КЦКП-5	900х600	0,168	0,342	0,42
КЦКП-6,3	1200х600	0,342	0,48	0,684
КЦКП-10	1200х900	0,342	0,48	0,684
КЦКП-12,5	1200х1200	0,342	0,48	0,684
КЦКП-16	1500х1200	0,48	0,54	0,798
КЦКП-20	1500х1500	0,684	0,798	0,96
КЦКП-25	1800х1500	0,684	0,96	1,08
КЦКП-31,5	1800х1800	0,798	1,08	1,38
КЦКП-40	2100х1800	0,798	1,08	1,38
КЦКП-50	2100х2400	0,96	1,08	1,59

Приложение 2

Средние значения аэродинамического сопротивления блоков кондиционера КЦКП 1,6-100, Па

Табл.1

Скорость воздуха во фронтальном сечении, м/с	2,5	3,0	3,5	Примечание
Блок приемный	15	20	27	
Блок приемный смесительный	20	28	36	
Блок фильтров ячейковых грубой очистки G3	55	80	110	начальное сопротивление
Блок фильтров средней очистки карманных G3-F9	70	100	135	начальное сопротивление
Блок воздухонагревателя	 19 13	 25 19	 32 24	сопротивление одного ряда 1,8 при шаге 2,5 пластин
Блок воздухоохладителя с сепаратором и поддоном	19 13,5	26,5 19	33,5 24	с влаговыпадением без влаговыпадения
Пластинчатый теплообменник регенерации теплоты	125 110	200 155	260 230	первый контур второй контур
Форсуночная камера орошения	85	120	165	
Сотовый увлажнитель	105	155	215	При глубине насадки 100 мм
Паровой увлажнитель	1,25	1,5	1,75	
Блок шумоглушения	25 50	40 75	60 110	Длина 1000 мм Длина 2000 мм

Литература::

1. Е.М. Белова Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. - М.:Евроклимат,2003. -639 с.
2. Белова Е.М. Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами М.:Евроклимат,2003. -400 с.
3. В.Н.Богословский, О.Я. Кокорин, Л.В. Петров. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение. - М: Стройиздат, 1985г. - 367с
4. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Часть 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 1 и 2. - 4-е изд. – М.: Стройиздат, 1992г. - 319 с. -416 с.
5. ГОСТ 30494-96 Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях.
6. Системы вентиляции гражданского здания. Методические указания к курсовому проектированию по курсу «Системы вентиляции» для студентов специальности 2907 «Теплогазоснабжение и вентиляция»// В.П. Титов, Е.И. Тертичник. М.: МГСУ, 2001. -40 с.
7.СНиП 41-01- 2003 Отопление, вентиляция и кондиционирование.- М.: Государственный комитет Российской Федерации по строительству и жилищно-коммунальному комплексу (Госстрой России), 2003. - 64 с.
8. СниП 2.04.05.91 Отопление, вентиляция и кондиционирование.- М.: Минстрой России, 2000. - 64 с.
9.СНиП 23-01-99 Строительная климатология.-М.: Минстрой России, 2000. – 65 с.
10. Нефелов С.В., Ю.С. Давыдов. Техника автоматического регулирования в системах вентиляции и кондиционирования воздуха. - М.: Стройиздат, 1984. - 328 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

стр.

Предисловие

1. Состав и последовательность выполнения курсового проекта

2. Выбор исходных данных для проектирования системы кондиционирования воздуха.

3. Расчет поступлений теплоты и влаги в помещение 5

4. Выбор принципиальной схемы воздухораспределения в помещении 9
Определение расхода приточного воздуха. Расчет воздухораспределения в помещении.

5. Выбор принципиальной схемы обработки воздуха и построение на 11
i-d диаграмме процессов кондиционирования воздуха

6. Анализ работы системы кондиционирования воздуха при изменении параметров 24
наружного климата, а также при изменении тепловой и влажностной нагрузки.

7. Выбор типоразмера центрального кондиционера и расчет его функциональных блоков

8. Тепло- и холодоснабжение центрального кондиционера. Расчет и подбор 32
холодильного оборудования, баков, насосов

9. Разработка функциональной схемы автоматического регулирования 39
системой кондиционирования воздуха

10. Графическая часть курсового проекта. 41

Приложение 1. 42

Приложение 2. 43

Литература