

Министерство образования и науки Российской Федерации
Государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Владимирский государственный университет
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»

Кафедра теплогазоснабжения, вентиляции и гидравлики

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА В ГРАЖДАНСКИХ ЗДАНИЯХ

Методические указания к курсовой работе по дисциплине
«Кондиционирование воздуха и холодоснабжение»

Составители
С. В. УГорова
А. А. Боровицкий
А. Н. Стариков



Владимир 2012

УДК 62.8.84
ББК 38.762.3
К65

Рецензент
Кандидат технических наук, доцент
кафедры тепловых двигателей и энергетических установок
Владимирского государственного университета
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых
В.М. Басуров

Печатается по решению редакционно-издательского совета ВлГУ

Кондиционирование воздуха в гражданских зданиях : метод. указания к курсовой работе по дисциплине «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение» / Владим. гос. ун-т имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых ; сост. : С. В. Угорова, А. А. Боровицкий, А. Н. Стариков. – Владимир : Изд-во ВлГУ, 2012. – 59 с.

Содержат методические указания по выполнению пояснительной записки, графической части курсового проекта по дисциплине «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение». Приведены список рекомендуемой литературы, пример оформления и выполнения курсового проекта.

Предназначены для бакалавров 3-4-го курсов направления 270800 – строительство всех форм обучения.

Разработаны с учетом требований ЕСКД, ЕСТПП и стандартов.

Рекомендованы для формирования профессиональных компетенций в соответствии с ФГОС 3-го поколения.

Табл. 10. Ил. 20. Библиогр.: 7 назв.

УДК 62.8.84
ББК 38.762.3

Предисловие

Основными объектами курсового проекта являются гражданские здания: предприятия общественного питания, гостиницы, кинотеатры, лечебные учреждения, театры, предприятия розничной торговли и т.д.

В методических указаниях в сжатой форме изложен материал, необходимый для выполнения курсовой работы, описаны ее основные разделы, даны рекомендации по выполнению и справочный материал. Для качественного выполнения проекта необходимо использовать рекомендуемую литературу и консультироваться с преподавателями.

Последовательность изложения материала соответствует последовательности выполнения курсового проекта.

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Исходными данными являются планы зданий, район строительства. Количество людей в здании определяется либо по исходным планам, либо по максимальной плотности, м²/чел. (табл. 1).

Таблица 1

Максимальная плотность размещения людей в помещениях

Помещения	Максимальная плотность, м ² /чел.	Помещения	Максимальная плотность, м ² /чел.
<i>Ресторан:</i>		<i>Гостиницы:</i>	
вестибюль	0,4	вестибюль	3,3
аванзал	0,15	конференц-залы	2
залы для не- крящих	1,8	залы для концертов и балов	1
<i>Кафе:</i>		<i>Казино:</i>	
вестибюль	0,4	залы для некурящих	1,4
залы	1,2	залы для курящих	1,4
комната для игр	0,3	<i>Офисы:</i>	
<i>Столовые:</i>		рабочая комната	6

Помещения	Максимальная плотность, м ² /чел.	Помещения	Максимальная плотность, м ² /чел.
вестибюль	0,5	кабинет	18
залы	1,8	приемная	18
<i>Бар:</i>		переговорная	
вестибюль	0,3	<i>Магазины:</i>	
залы для некурящих	1,4	подвальные помещения	3,35
залы для курящих	1,4	надземные помещения	5
<i>Театры:</i>		склады	6,7
зрительные залы	0,7	примерочные	5,5
вестибюли	0,7	пассажи	5
кассы	1,7	помещения погрузки	10
сцены и гримерные	1,4	оптовые склады	0,2
<i>Учреждения образования:</i>		<i>Цветочный магазин</i>	12,5
классы для учащихся	2	<i>Магазины тканей, хозтоваров, мебели</i>	12,5
лаборатории	3,35	<i>Супермаркеты</i>	12,5
библиотеки	5	<i>Парикмахерские</i>	4
		<i>Косметические салоны</i>	4

2. КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект разрабатывается для какого-либо помещения или группы помещений здания общественного назначения, в котором имеются избытки тепла, влаги и газа, и требуется поддерживать определенные параметры воздуха.

Курсовой проект состоит из расчетной и графической частей.

Содержание расчетной части курсового проекта:

1. Ознакомление с заданием и выбор исходных данных для проектирования: введение, описание строительной части, выбор параметров наружного и внутреннего воздуха.

2. Тепловой режим расчетного помещения: расчет теплопотерь, расчет поступлений вредных веществ от людей, тепла от освещения и солнечной радиации, составление таблицы тепловлажностного баланса.

3. Выбор принципиальной схемы распределения воздуха в кондиционируемом помещении.

4. Выбор принципиальной схемы обработки воздуха. Построение на *i-d*-диаграмме процессов кондиционирования воздуха для холодного и теплого периодов.

5. Расчет воздухообмена, выбор типа кондиционера.

6. Расчет калориферных установок.

7. Расчет работы оросительной камеры кондиционера.

8. Приближенный расчет и подбор холодильного оборудования.

9. Аэродинамический расчет системы.

10. Оформление расчетно-пояснительной записки.

Графическая часть проекта содержит:

1. Вычерчивание планов здания. Нанесение на планы воздухопроводов систем с обозначением размеров и решеток.

2. Вычерчивание аксонометрических схем систем с указанием размеров, расходов воздуха, отметок.

3. Вычерчивание компоновочного плана установки кондиционирования воздуха.

3. ОСНОВНЫЕ РАЗДЕЛЫ И ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

3.1. Определение расчетных параметров наружного и внутреннего воздуха для теплого и холодного периодов

Кондиционирование воздуха – автоматическое поддержание в закрытых помещениях параметров воздуха (температуры, относительной влажности, чистоты, скорости движения) на определенном уровне с целью обеспечения главным образом оптимальных метеорологических условий, наиболее благоприятных для самочувствия людей, ведения технологического процесса и обеспечения сохранности ценностей культуры.

Кондиционирование воздуха, согласно СНиП, подразделяется на три класса:

– первого класса – для обеспечения требуемых метеорологических условий, требуемых для технологического процесса, при допусках от-

клонениях за пределами расчетных параметров наружного воздуха в среднем 100 ч/год при круглосуточной работе или 70 ч/год при односменной работе в дневное время;

– второго класса – для обеспечения оптимальных санитарных или технологических норм при допускаемых отклонениях в среднем 250 ч/год при круглосуточной работе или 175 ч/год при односменной работе в дневное время;

– третьего класса – для соответствия требований метеорологических условий, если они не могут быть обеспечены вентиляцией, или промежуточных условий между допускаемыми и оптимальными нормами при экономическом обосновании; допускаемые отклонения за пределами расчетных параметров наружного воздуха 450 ч/год при круглосуточной работе или 315 ч/год при односменной работе в дневное время.

Комфортные системы кондиционирования и вентиляции (СКВ) предназначены для создания и автоматического поддержания температуры, относительной влажности, чистоты и скорости движения воздуха, отвечающих оптимальным санитарно-гигиеническим требованиям.

Технологические СКВ необходимы для обеспечения параметров воздуха, в максимальной степени отвечающих требованиям производства.

Технологическое кондиционирование в помещениях, где находятся люди, осуществляется с учетом санитарно-гигиенических требований.

Параметры микроклимата при кондиционировании помещений (кроме помещений, для которых метеорологические условия установлены другими нормативными документами или заданием на проектирование) следует предусматривать для обеспечения нормируемой чистоты и метеорологических условий воздуха в пределах оптимальных норм по ГОСТ 30494 в обслуживаемой зоне жилых, общественных и административно-бытовых помещений и по ГОСТ 12.1.005 в рабочей зоне (для постоянных и непостоянных рабочих мест) производственных помещений или отдельных их участков. Относительную влажность воздуха в кондиционируемых помещениях допускается не обеспечивать по заданию на проектирование.

В местностях с расчетной температурой наружного воздуха в теплый период года 30 °С и более температуру воздуха в помещениях следует принимать на 0,4 °С выше указанной в ГОСТ 30494 и ГОСТ 12.1.005 на каждый градус превышения температуры наружного воздуха сверх температуры 30 °С, увеличивая также соответственно скорость движения воздуха на 0,1 м/с на каждый градус превышения температуры наружного воздуха.

При этом скорость движения воздуха в помещениях в указанных условиях должна быть не более 0,5 м/с.

Параметры микроклимата или один из параметров допускается принимать в пределах допустимых норм вместо оптимальных при согласовании с органами Госсанэпиднадзора России и по заданию заказчика.

Расчетную температуру и относительную влажность следует принимать для теплого периода (ТП) года – максимальные, для холодного периода (ХП) года – минимальные.

Значения температур t и относительных влажностей φ сводятся в таблицы, в которых указываются значения скорости движения воздуха v .

Значения теплосодержания i и влагосодержания d определяются по i - d -диаграмме влажного воздуха (прил. 1, 2).

Расчетные внутренние условия

Период	Оптимальные параметры воздуха				
	$t_{в}, ^\circ\text{C}$	$\varphi_{в}, \%$	$v, \text{м/с}$	$i_{в}, \text{кДж/кг}$	$d_{в}, \text{г/кг}$
ХП					
ТП					

Расчетные наружные условия

Период	Параметры наружного воздуха				
	$t_{в}, ^\circ\text{C}$	$\varphi_{в}, \%$	$v, \text{м/с}$	$i, \text{кДж/кг}$	$d_{в}, \text{г/кг}$
ХП					
ТП					

3.2. Расчёт тепловлажностного баланса помещения

Тепловой баланс для кондиционируемого помещения составляется для теплого и холодного периодов.

Общие тепlopоступления в помещение складываются:

$$Q_{\text{пост}} = Q_{\text{л}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{с.о}} + Q_{\text{т.о}} + Q_{\text{э}} + Q_{\text{пов}},$$

где $Q_{\text{л}}$ – тепlopоступления от людей, находящихся в помещении, Вт;

$Q_{\text{осв}}$ – тепlopоступления от искусственного освещения (в холодный период года), Вт;

$Q_{\text{с.о}}$ – тепlopоступления от отопительных приборов системы отопления (в холодный период), Вт;

$Q_{\text{т.о}}$ – тепlopоступления от технологического оборудования, расположенного в помещении, Вт;

$Q_э$ – тепlopоступления от электрооборудования, Вт;
 $Q_{пов}$ – тепlopоступления от нагретых поверхностей оборудования, горячей пищи, горячей воды и прочего, Вт.

Тепlopоступления от людей

Количество тепла, выделяемое человеком в помещении, зависит от метеорологических условий в помещении и интенсивности выполняемой работы. Принято считать, что женщины выделяют 85 %, а дети в среднем 75 % тепла от количества тепла, выделяемого мужчинами.

Общее количество явного тепла, выделяемого людьми в помещении, определяется по формуле, Вт:

$$Q_{л} = nq_{я},$$

где n - количество людей в помещении; $q_{я}$ - количество явного тепла, выделяемого одним человеком (принимается по табл. 2.2 [1]).

Количество полного тепла

$$Q_{п} = q_{п}n,$$

где $q_{п}$ - количество полного тепла, выделяемое одним человеком, Вт/чел.

Поступление тепла от людей определяется для теплого и холодного периодов.

Тепlopоступления от искусственного освещения

Количество теплоты, поступающей от источников искусственного освещения, определяется по их фактической мощности из условия перехода энергии, затрачиваемой на освещение, в теплоту, нагревающую воздух помещения, Вт:

$$Q_{осв} = EFq_{осв} \eta,$$

где E – уровень освещенности, лк;

F – площадь пола помещения, м²;

$q_{осв}$ – удельные тепловыделения, Вт/м²·лк (принимаются по [4]);

η – доля тепла, поступающего в помещение.

Если источник света находится в помещении, то $\eta = 1$, если вне помещения (в чердачном помещении, за стеклянной стеной), то $\eta = 0,45$ при люминесцентных лампах и 0,15 при лампах накаливания.

Теплопоступления за счет солнечной радиации

Теплопоступления за счет солнечной радиации через световые проемы рассчитываются для теплого периода по формуле, Вт,

$$Q_{c.o} = (q_{c.o} + q_T) F_{ок},$$

где $q_{c.o}$ – теплопоступления от солнечной радиации через вертикальные окна, Вт/м²,

$$q_{c.o} = (q_{пр}^b \cdot K + q_{рас}^b \cdot K_{обл}) K_{отн} \tau_2,$$

где $q_{пр}^b$, $q_{рас}^b$ – количество тепла от прямой и рассеянной солнечной радиации, поступающее в помещение через одинарное остекление и зависящее от времени суток и широты местности (принимается по табл. 22.1 [4]);

$K_{обл}$ – коэффициент облучения;

$K_{отн}$ – коэффициент относительного проникновения солнечной радиации;

τ_2 – учет застекления окна переплетами;

$F_{ок}$ – площадь окон.

При одностороннем остеклении помещения за час принимаются максимальные значения $q_{пр}^b$ и $q_{рас}^b$ (с учетом фактического времени работы помещения). При двух- и трехстороннем остеклении и невозможности определить расчетный час вычисляется величина солнечной радиации (суммарная со всех сторон) по всем часам работы помещения и принимается большая величина.

Коэффициент инсоляции $K_{инс}$ вертикального остекления находим по формуле

$$K_{инс} = \left(1 - \frac{L_{Г} \cdot \text{ctg } \beta - a}{H}\right) \cdot \left(1 - \frac{L_{В} \cdot \text{tg } A_{c.o} - c}{B}\right),$$

где $L_{Г} = L_{В} = 0,1$ м – глубина установки окон по отношению к поверхности стены (для кирпичных зданий $L_{Г} = L_{В} = 0,13$ м);

β – угол между вертикалью и проекцией солнечного луча на вертикальную плоскость, перпендикулярную окну:

$$\beta = \text{arctg}(\text{ctg } h \cdot \cos A_{c.o}),$$

где h – высота стояния солнца (принимается по табл. 22.3 [4]),

$A_{c.o}$ – солнечный азимут остекления (принимается по табл. 22.3 [4]),

$A_c = A_{c.o}$ – азимут солнца;

$a = c = 0$ при отсутствии внешних солнцезащитных козырьков;

H – высота окна;

B – ширина окна.

Для окон без солнцезащитных устройств при солнечном азимуте остекления $\pm 60^\circ$ для предварительных расчетов следует принимать $K_{\text{инс}} = 0,9$.

Коэффициент облучения $K_{\text{обл}}$ зависит от углов:

$$\gamma_1 = \arctg \frac{L_B}{B + C} \text{ и } \beta_1 = \arctg \frac{L_H}{H + a},$$

$$K_{\text{обл}} = K_{\text{обл.г}} K_{\text{обл.в}},$$

где $K_{\text{обл.г}}$ и $K_{\text{обл.в}}$ – коэффициенты облучения горизонтальный и вертикальный соответственно.

Коэффициент относительного проникновения солнечной радиации $K_{\text{отн}}$ принимается по табл. 22.5 [4]; учет застекления окна переплетами τ_2 принимается по табл. 22.6 [4].

Теплопоступления от теплопередачи через окна

$$q_T = \frac{t_{\text{н. усл}} - t_B}{R},$$

где R – сопротивление теплопередачи светового проёма.

Наружная температура

$$t_{\text{н. усл}} = t_{\text{н. ср}} + 0,5 At_{\text{н}} \cdot \beta_2 + \frac{S_B K_{\text{инс}} + D_B K_{\text{отн}}}{\alpha_H} \rho \tau_2,$$

где $t_{\text{н. ср}}$ – средняя температура июля;

$At_{\text{н}}$ – среднесуточная амплитуда колебания температуры наружного воздуха (принимается по [4]);

β_2 – учет гармоничного изменения температуры наружного воздуха (принимается по табл. 22.7 [4]);

S_B, D_B – количество тепла, поступающего на вертикальную поверхность (принимается по табл. 22.8 [4]);

ρ – приведённый коэффициент поглощения солнечной радиации, $\rho = 0,4$;

α_H – коэффициент теплоотдачи наружной.

Теплопоступления от работающих отопительных приборов

Теплопоступления от работающих отопительных приборов Q для холодного периода находим по формуле, Вт,

$$Q_{\text{от}} = Q_0 \frac{t_{\text{ср}}^{\text{б}} - t_{\text{в}}^{\text{опт}}}{t_{\text{ср}}^{\text{б}} - t_{\text{в}}^{\text{б}}},$$

где $t_{\text{ср}}^{\text{б}}$ – средняя температура теплоносителя в отопительных приборах при расчетных наружных параметрах в соответствии со СНиП 23-01-99 «Строительная климатология»; $t_{\text{в}}^{\text{опт}}$ – температура воздуха в помещении, принятая при расчете кондиционирования воздуха, °С; $t_{\text{в}}^{\text{б}}$ – температура воздуха в помещении, принятая при расчете отопления, °С.

Теплопоступления от бытовых электрических приборов

Определяются в зависимости от электрической мощности приборов (электронагревателей, электроутюгов, сушилок), Вт,

$$Q_{\text{э}} = N_{\text{э}} \eta_{\text{э}},$$

где $N_{\text{э}}$ – электрическая мощность прибора, Вт;

$\eta_{\text{э}}$ – доля тепла, поступающего в помещение.

Если прибор находится в помещении без укрытия, то $\eta_{\text{э}} = 1$, при устройстве специальных укрытий с отсосом от них воздуха $\eta_{\text{э}} = 0,6 - 0,2$.

Теплопоступления от нагретых поверхностей

Поступление тепла от нагретых поверхностей определяется по формуле, Вт,

$$Q_{\text{пов}} = \alpha_0 F (t_{\text{п}} - t_{\text{в}}),$$

где α_0 – коэффициент теплоотдачи, Вт/м² К,

$$\alpha_0 = 5,7 + 4,5 V,$$

где V – скорость движения воздуха около укрытий;

F – площадь нагретой поверхности;

$t_{\text{п}}$ – температура нагретой поверхности;

$t_{\text{в}}$ – температура воздуха в помещении.

Максимальный тепловой поток на отопление здания

Максимальный тепловой поток на отопление здания следует принимать по удельной тепловой характеристике здания (табл. 2), которая определяется для холодного периода, Вт:

$$Q_0 = q_0 V_{\text{н}} (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^{\text{б}}) \text{а},$$

где q_0 – справочная величина удельной тепловой характеристики здания, (принимается по табл. 2, Вт/м³·°C или по [7]);

V_H – строительный объем по наружному обмеру, м²;

t_B – расчетная температура внутреннего воздуха, °C;

t_H^b – расчетная температура наружного воздуха, °C;

a – коэффициент, учитывающий влияние на удельную тепловую нагрузку местных климатических условий.

Таблица 2

Удельная тепловая характеристика общественного здания

Здание	Объем здания по наружному обмеру V_H , тыс. м ³	Удельная тепловая характеристика общественных зданий при $t_o = -30$ °C, Вт/(м ³ ·°C) [ккал/(ч·м ³ ·°C)]	
		для отопления q_o	для вентиляции q_v
1	2	3	4
Административные здания	До 5	0,500 (0,43)	0,105 (0,09)
	5,01 – 10	0,442 (0,38)	0,093 (0,08)
	10,01 – 15	0,407 (0,35)	0,081 (0,07)
	Более 15	0,372 (0,32)	0,186 (0,16)
Клубы	До 5	0,430 (0,37)	0,291 (0,25)
	5,01 – 10	0,384 (0,33)	0,267 (0,23)
	Более 10	0,349 (0,30)	0,233 (0,20)
Кинотеатры	До 5	0,419 (0,36)	0,500 (0,43)
	5,01 – 10	0,372 (0,32)	0,454 (0,39)
	Более 10	0,349 (0,30)	0,442 (0,38)
Театры	До 10	0,337 (0,29)	0,447 (0,41)
	10,01 – 15	0,314 (0,27)	0,465 (0,40)
	15,01 – 20	0,256 (0,22)	0,442 (0,38)
	20,01 – 30	0,233 (0,20)	0,419 (0,36)
	Более 30	0,209 (0,18)	0,395 (0,34)
Универмаги, универсамы, магазины	До 5	0,442 (0,38)	0,093 (0,08)
	5,01 – 10	0,384 (0,33)	0,314 (0,27)
	Более 10	0,361 (0,31)	–
Детские сады и ясли	До 5	0,442 (0,38)	0,128 (0,11)
	Более 5	0,395 (0,34)	0,116 (0,10)
Школы	До 5	0,454 (0,39)	0,105 (0,09)
	5,01 – 10	0,407 (0,35)	0,093 (0,08)
	Более 10	0,384 (0,33)	0,08 (0,07)
Лабораторные корпуса	До 5	0,430 (0,37)	1,163 (1,0)
	5,0 – 10	0,407 (0,35)	1,105 (0,95)
	Более 10	0,384 (0,33)	1,047 (0,90)

Окончание табл. 2

Здание	Объем здания по наружному обмеру $V_{н}$, тыс. m^3	Удельная тепловая характеристика общественных зданий при $t_o = -30\text{ }^\circ\text{C}$, $Вт/(m^3 \cdot ^\circ\text{C})$ [$ккал/(ч \cdot m^3 \cdot ^\circ\text{C})$]	
Высшие учебные заведения, техникумы, колледжи	До 10	0,407 (0,35)	–
	10,01 – 15	0,384 (0,33)	0,116 (0,10)
	15,0 – 20	0,349 (0,30)	0,093 (0,08)
	Более 20	0,279 (0,24)	0,093 (0,08)
Поликлиники, амбулатории, диспансеры	До 5	0,465 (0,40)	–
	5,01 – 10	0,419 (0,36)	0,291 (0,25)
	10,01 – 15	0,372 (0,32)	0,267 (0,23)
	Более 15	0,349 (0,30)	0,256 (0,22)
Больницы	До 5	0,465 (0,40)	0,337 (0,29)
	5,01 – 10	0,419 (0,36)	0,326 (0,28)
	10,01 – 15	0,372 (0,32)	0,302 (0,26)
	Более 15	0,349 (0,30)	0,291 (0,26)
Бани	До 5	0,326 (0,28)	1,163 (1,0)
	5,01 – 10	0,291 (0,25)	1,105 (0,95)
	Более	0,267 (0,23)	1,047 (0,90)
Прачечные	До 5	0,442 (0,38)	0,930 (0,80)
	5,01 – 10	0,384 (0,33)	0,907 (0,78)
	Более 10	0,361 (0,31)	0,872 (0,75)
Гостиницы	До 5	0,500 (0,43)	0,377 (0,32)
	5,01 – 10	0,442 (0,38)	0,335 (0,29)
	10,01 – 15	0,407 (0,45)	0,293 (0,25)
	Более 15	0,372 (0,32)	0,754 (0,65)
Предприятия общественного питания, фабрики-кухни, рестораны, кафе	До 5	0,407 (0,35)	0,814 (0,70)
	5,01 – 10	0,384 (0,33)	0,756 (0,65)
	Более 10	0,349 (0,30)	0,698 (0,60)
Пожарные депо	До 2	0,558 (0,48)	0,163 (0,14)
	2,01 – 5	0,535 (0,46)	0,105 (0,09)
	Более 5	0,523 (0,45)	0,105 (0,09)
Гаражи	До 2	0,814 (0,70)	–
	2,01 – 3	0,698 (0,60)	–
	3,01 – 5	0,640 (0,55)	0,814 (0,70)
	Более 5	0,582 (0,50)	0,756 (0,65)

Примечание. Для других расчетных температур наружного воздуха t_o при определении удельной отопительной характеристики q_o следует применять поправочный коэффициент a , значения которого приведены в табл. 3.

*Поправочный коэффициент, учитывающий район
строительства здания*

$t_o, ^\circ\text{C}$	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45	-50	-55
a	2,05	1,67	1,45	1,29	1,17	1,08	1,0	0,95	0,90	0,85	0,82	0,80

Теплопотери через наружные ограждения

Потери теплоты через наружные ограждения $Q_{н.о}$ за счет теплопередачи при кондиционировании определяются по формуле

$$Q_{н.о} = Q_o \frac{t_B^{опт} - t_H}{t_B^6 - t_H},$$

где t_H – температура наружного воздуха, $^\circ\text{C}$;

t_B^6 – оптимальная температура воздуха в помещении в холодный период.

Поступление скрытого тепла пара в помещение

Поступление скрытого тепла пара в помещение $Q_{пара}$ для теплого и холодного периодов можно определить по формуле

$$Q_{пара} = \frac{W_{вл} (250 + 1,8 t_B^6)}{3600},$$

где $W_{вл}$ – количество влаги, выделяемой в помещении, кг/ч;

t_B^6 – оптимальная температура воздуха в помещении в холодный период.

Влаговыведения от людей

Влаговыведения от людей зависят от температуры, степени тяжести работы и рассчитываются для теплого и холодного периодов по формуле

$$W_{вл} = 0,001 n w_{вл},$$

где n – количество людей в помещении, учитывая, что женщины выделяют 85 %, а дети 75 % влаги по сравнению с мужчинами; $w_{вл}$ – количество влаги, выделяемой одним человеком (определяется по [табл. 2.2 \[2\]](#)).

Газовыделения в помещении от людей

Газовые выделения в помещении $W_{\text{газа}}$ зависят от категории тяжести работ и определяются для теплого и холодного периодов по формуле, л/ч,

$$W_{\text{газа}} = q_{\text{со}} \cdot n,$$

где $q_{\text{со}}$ – количество углекислого газа, выделяемое одним человеком:

- в состоянии покоя – 23 л/ч;
- при легкой работе – 25 л/ч;
- работе средней тяжести – 35 л/ч;
- тяжелой работе – 45 л/ч.

Однако расчет по газовыделениям обычно заменяется нормативным количеством свежего воздуха на одного человека в соответствии со СНиП 41-01-2003.

Остальные случаи выделения тепла, влаги и газа в курсовом проекте рассчитываются по указанию преподавателя.

По результатам подсчета тепловыделений, теплопотерь, влагогазовыделений составляются балансы по теплу и влаге для теплого и холодного периодов отдельно для каждого помещения. Результаты расчетов сводятся в таблицы.

*Тепловлагодоступления и теплопотери помещения
с кондиционированием воздуха*

№ помещения	Вид помещения	Период года	V, м ³	Теплопоступления в помещение, Вт						Теплопотери, Вт	Избыточное тепло, Вт			
				от людей		Q _{ср}	Q _{осв}	Q _{с.о}	от других источников		Всего		Q _л	Q _п
				Q _л	Q _п						Q _л	Q _п		

Тепловлаговыведения в помещении

Помещение	Объем помещения	Расчетный период	Тепловые избытки				Влаговыведения	Газовыведения
			Явное тепло		Скрытое тепло	Полное тепло		
			Вт	Вт/м ³				

3.3. Выбор принципиальной схемы распределения воздуха в кондиционируемом помещении

Выбор схемы распределения воздуха оказывает большое влияние на эффективность системы кондиционирования воздуха. От выбора принципиальной схемы зависит соблюдение требуемых параметров воздуха в рабочей зоне и приточного, разность между температурами удаляемого и приточного воздуха. При увеличении перепада температур уменьшается величина воздухообмена.

Обычно величину перепада температур воздуха рабочей зоны и приточного принимают $6 \div 8$ °С. Однако при подаче воздуха в рабочую зону эта величина может быть снижена до 2 °С, а при подаче вне рабочей зоны через специальные воздухораспределители она может быть увеличена до 12 °С и более.

При подаче воздуха в нижнюю или среднюю зону и удалении из верхней зоны температура воздуха, удаляемого из помещений гражданских зданий, превышает температуру воздуха рабочей зоны на $2 \div 3$ °С в теплый период и несколько меньше в холодный.

При подаче воздуха в верхнюю зону температуру удаляемого воздуха следует принимать равной температуре воздуха рабочей зоны. При выборе конкретной схемы организации воздухообмена необходимо пользоваться общими рекомендациями по организации воздухообмена [1].

Расчет воздухообмена, выбор принципиальной схемы обработки воздуха

При расчете воздухообмена рекомендуется использовать указания [1], причем он производится по всем видам вредностей, выделяемых в помещении. При этом количество наружного воздуха, подаваемого в помещение, должно быть не менее, чем требуется для разбавления и удаления выделяющейся углекислоты.

При выборе схемы обработки воздуха необходимо использовать схемы с утилизацией тепла удаляемого воздуха. Рекомендуется применять систему с рециркуляцией, если она допустима по санитарно-гигиеническим условиям. Рециркуляция не допускается, если в помещении выделяются токсичные или пахнущие вещества, например в лечебных уч-

реждениях и т.п. В теплое время рециркуляцию целесообразно применять, если энтальпия удаляемого воздуха ниже энтальпии наружного воздуха.

Вопрос выбора принципиальной схемы обработки воздуха может быть решен в процессе построения на $i-d$ -диаграмме, а также при сопоставлении возможных вариантов.

Построение на $i-d$ -диаграмме процессов кондиционирования воздуха

Расчет начинают с теплового периода, при котором требуется охлаждение воздуха. Относительную влажность следует принимать максимально разрешенную либо близкую к ней, чтобы избежать лишних энергозатрат на осушку воздуха. Для расчета требуется иметь данные по тепловому балансу (положительному) и величине влагопоступления. Величину углового коэффициента изменения состояния воздуха в помещении определяют по формуле, кДж/кг,

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{т.п}}^{\text{изб}}}{W_{\text{вл}}},$$

где $Q_{\text{т.п}}^{\text{изб}}$ – общее расчетное количество избытков полного тепла, Вт (определяется из табл. 2 для теплового периода);

$W_{\text{вл}}$ – количество испарившейся влаги, кг/ч (определяется по табл. 3).

В качестве примера рассмотрим построение процесса обработки воздуха с первой рециркуляцией (рис. 1). Если энтальпия уходящего воздуха в теплый период ниже, чем наружного, то предусматривается рециркуляция, которая может сократить затраты на холод и, иногда, влагу.

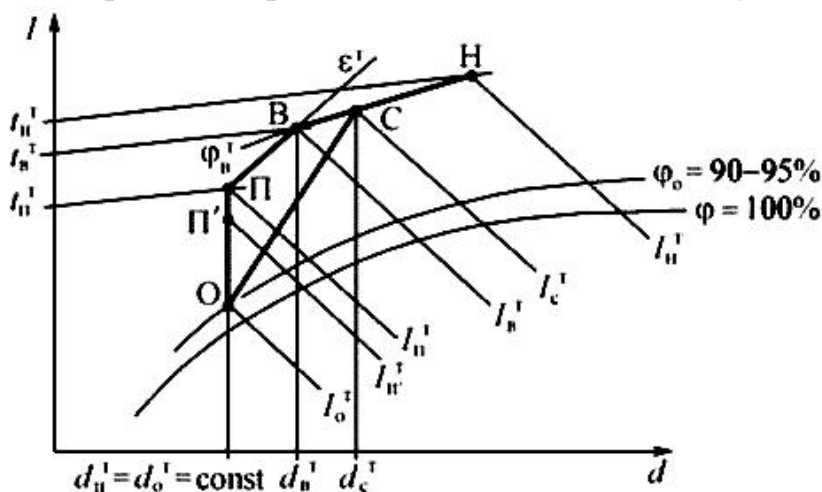


Рис. 1. Процесс обработки воздуха в СКВ с первой рециркуляцией в ПП

Построение процесса изменения состояния воздуха начинают с нанесения на $i-d$ -диаграмму точки B , соответствующей параметрам внутреннего воздуха, через которую проводят луч процесса до пересечения с изотермой $t_{\text{п}}$, соответствующей параметрам приточного воздуха (точка Π). Температура приточного воздуха задается на $4 \div 5$ °С ниже температуры внутреннего воздуха. Температура уходящего воздуха определяется по тепловой напряженности помещения $Q_{\text{я}}/V$ и высоте помещения:

$$t_{\text{у}} = t_{\text{в}} + \text{grad}t(h - h_{\text{р.з}}),$$

где $\text{grad}t$ – градиент температуры воздуха по высоте (определяется по табл. 4);

h – высота помещения, м;

$h_{\text{р.з}}$ – высота рабочей зоны, м.

На рис.1 $t_{\text{у}} = t_{\text{в}}$. Требуемое количество воздуха находим по уравнениям, кг/ч,

$$G = \frac{Q_{\text{тп}}^{\text{изб}}}{I_{\text{в}} - I_{\text{п}}}, \quad G = \frac{W}{d_{\text{в}} - d_{\text{п}}}.$$

Количество наружного воздуха $G_{\text{н}}$ определяется нормативным воздухообменом по СНиП «Отопление, вентиляция и кондиционирование». Количество воздуха на рециркуляцию $G_{\text{р}}$ определяется по формуле

$$G_{\text{р}} = G - G_{\text{н}}.$$

Положение точки смеси C определяется из расчета влагосодержания

$$d_{\text{с}} = \frac{G_{\text{р}}d_{\text{в}} + G_{\text{н}}d_{\text{н}}}{G_{\text{р}} + G_{\text{н}}}.$$

Таблица 4

Температурный градиент

Тепловая напряженность помещения, $Q_{\text{я}}/V$		$\text{grad}t, \text{ }^\circ\text{C}/\text{м}$
$\text{кДж}/\text{м}^3$	$\text{Вт}/\text{м}^3$	
Более 80	Более 23	0,8 – 1,5
40 – 80	10 – 23	0,3 – 1,2
Менее 40	Менее 10	0 – 0,5

Точки H и B соединяем и на пересечении с $d_{\text{с}}$ получаем точку C . Из точки Π проводим линию $d_{\text{р}} = \text{const}$ до пересечения с линией $\varphi = 90 \div 95$ % в точке O . Точку O и точку C соединяем.

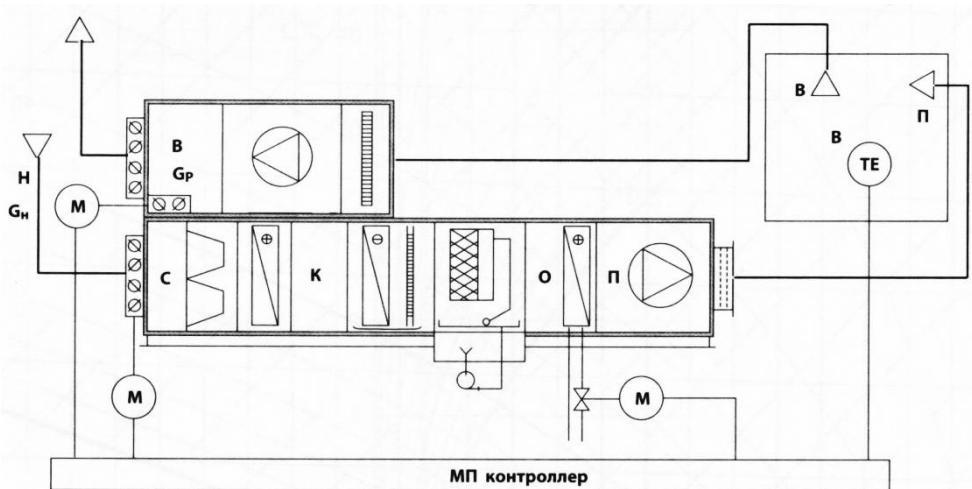


Рис. 2. Схема компоновки оборудования с рециркуляцией в ХП

В холодный период в целях энергосбережения применяется рециркуляция (рис. 2, 3). Смешивание удаляемого воздуха и наружного без подогрева последнего в условиях России обычно не получается, так как смешительная камера обледеневаает. Именно поэтому наружный воздух нагревают, а затем смешивают с воздухом из помещения. Построение процесса обработки воздуха начинают с нанесения на $i-d$ -диаграмму точек B и H (см. рис. 3).

Положение точки $П$ определяют из расчета

$$\Delta d = \frac{Q_{\text{ХП}}^{\text{изб}}}{G}$$

Расход приточного воздуха принимают по теплому периоду.

На рис. 4 представлена схема компоновки оборудования с рециркуляцией в холодный период.

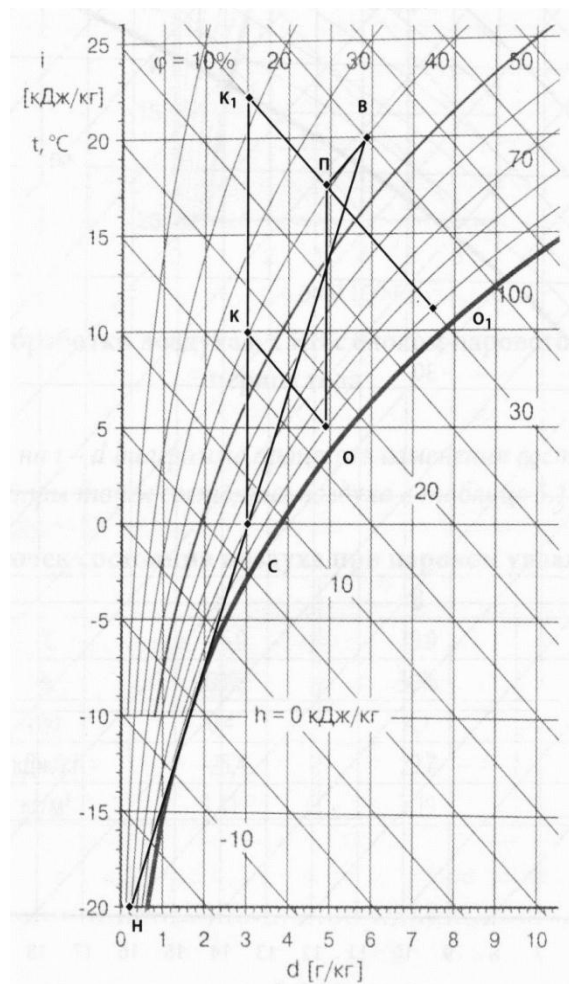


Рис. 3. Процесс обработки воздуха на $i-d$ -диаграмме

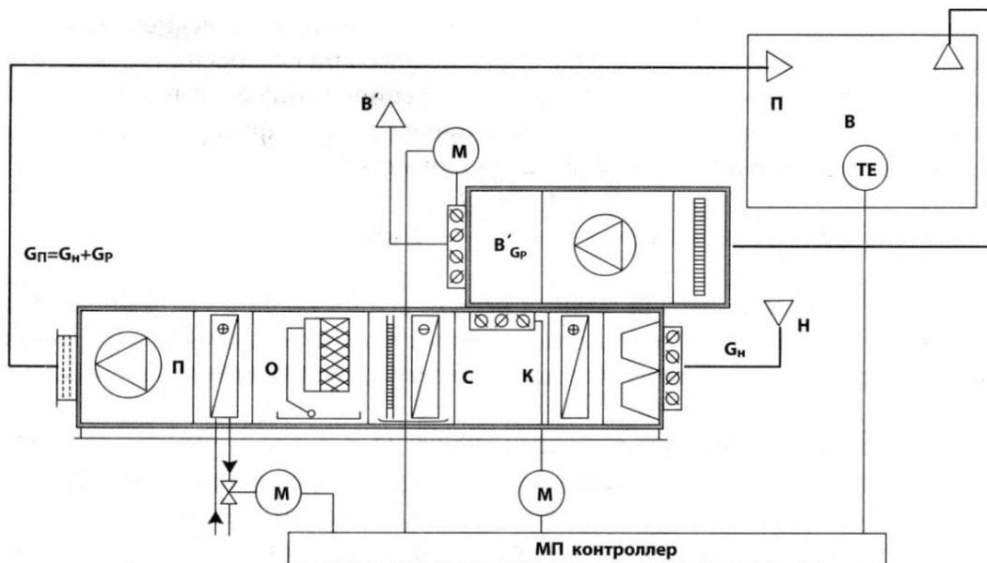


Рис. 4. Схема компоновки оборудования с рециркуляцией в ХП (смещение воздуха после подогрева в калорифере)

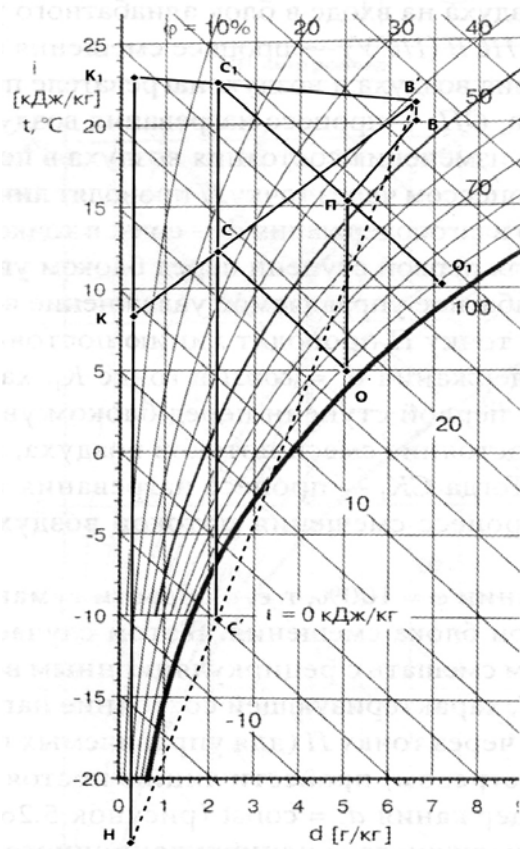


Рис. 5. Процесс обработки воздуха на i - d -диаграмме (смещение воздуха после подогрева в калорифере)

Отрезок $НСВ$ (рис. 5) – процесс смешивания воздуха первой рециркуляции и наружного. Если точка C лежит выше линии $\varphi = 100\%$, то далее определяют положение точки O , характеризующее состояние воздуха на выходе из блока адиабатного увлажнения, на пересечении линии постоянного влагосодержания $d_c = \text{const}$ и $\varphi = 90 \div 95\%$. Через точку O проводят линию постоянной энтальпии до пересечения с линией $d_c = \text{const}$, получают точку K , характеризующую состояние воздуха после воздухонагревателя первого подогрева.

Тогда *НСВ* (см. рис. 5) – процесс смешения наружного и рециркуляционного воздуха, *СК* – процесс нагрева воздуха в воздухонагревателе первого подогрева, *КО* – процесс адиабатного увлажнения воздуха, *ОП* – процесс нагрева воздуха в воздухонагревателе второго подогрева, *ПВ* – процесс изменения воздуха в помещении

Если точка *С* лежит ниже линии $\varphi = 100 \%$, 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. Для того чтобы определить положение точки *С*, необходимо провести линию постоянной энтальпии до пересечения с линией постоянного влагосодержания $d_c = \text{const}$ в точке *С*, характеризующей состояние подогретого наружного воздуха и рециркуляционного воздуха. Линию *ВС* нужно продолжить до пересечения с линией постоянного влагосодержания $d_n = \text{const}$ в точке *К*, характеризующей состояние наружного воздуха после его подогрева в воздухонагревателе первого подогрева.

Таким образом воздух сначала нагревается в воздухонагревателе первого подогрева (процесс *НК*), далее смешивается с циркуляционным воздухом (процесс *БК*) и увлажняется (процесс *СО*) в оросительной камере.

Выбор кондиционера

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

При этом применяется модульный принцип построения, в основу которого положено использование единого модуля, соответствующего размерам воздушных фильтров, производимых по международным стандартам. Отдельными производителями, например российскими «Веза» и итальянским «Clivet», в качестве модуля принят квадрат с размерами ячеечкового фильтра или карманного фильтра на направляющих 610×610 , его половина – 610×305 или четверть 305×305 , другими – карманный фильтр на каркасе или фильтр тонкой очистки размерами 428×428 , 490×490 , 592×592 , 592×287 .

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 определяют по следующим критериям:

- 1) ограничение по потерям давления в блоках центральных кондиционеров, особенно при наличии большого количества блоков (до 2,5 м/с);
- 2) недопустимость уноса капель из блоков увлажнения, а также при конденсации водяных паров из воздуха в процессе охлаждения в поверхностных воздухоохладителях и политропных в оросительных камерах (до 3 м/с);
- 3) обеспечение высокой интенсивности теплообмена в воздухонагревателях (до 4,5 м/с), в установках без воздухоохладителей и при ограничениях на габаритные размеры установки;
- 4) допустимый уровень шума.

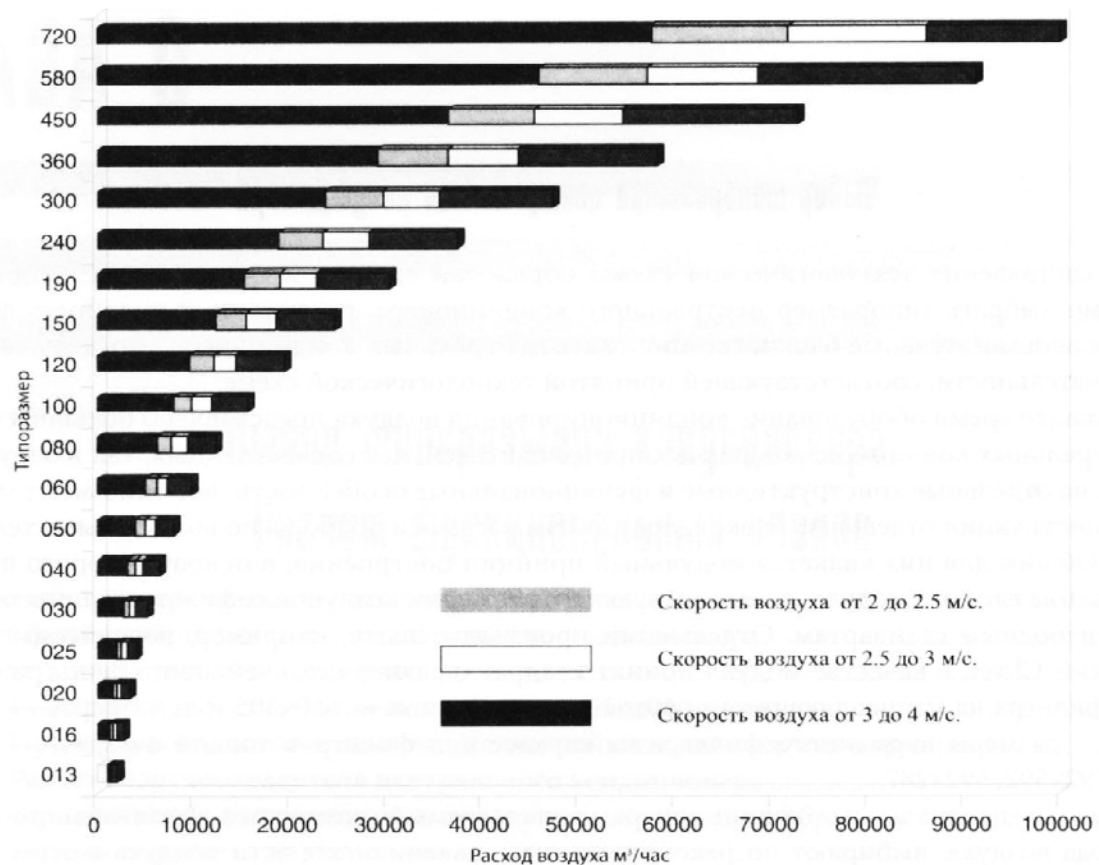


Рис. 6. Диаграмма для выбора типоразмера центрального кондиционера НС

Для выбора необходимого типоразмера в каталогах фирм-производителей обычно приводится диаграмма. На диаграмме, предназначенной для выбора типоразмера центрального кондиционера НС фирмы «Clivet» (рис. 6), для каждого типоразмера дана линейка скоростей из трех диапазонов: от 2 до 2,5 м/с, от 2,5 до 3 м/с, от 3 до 4 м/с.

В обозначении центрального кондиционера НС-040, производимого фирмой «Clivet», цифра 040 обозначает значение номинальной производительности кондиционера ($3960 \text{ м}^3/\text{ч}$), деленное на 100. Скорость воздуха во фронтальном сечении при этом значении производительности составляет 2,5 м/с. Выпускается 19 типоразмеров центральных кондиционеров НС производительностью по воздуху от 1000 до $100000 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Центральный кондиционер каркасный панельный, производимый фирмой «Вега», обозначается КЦКП-5; цифра 5 означает номинальную производительность кондиционера в тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$, которой соответствует скорость воздуха во фронтальном сечении (около 2,65 м/с).

Функциональные блоки центрального кондиционера необходимо выбрать из каталога фирмы «Вега».

Расчет основных характеристик воздухонагревателей

В упрощенном поверочном расчете искомой величиной является площадь поверхности теплообмена при заданных начальных и конечных параметрах теплообменивающихся сред и их расходах.

Исходные данные для расчета воздухонагревателя:

начальные и конечные параметры воздуха $t_n, t_k, ^\circ\text{C}$;

расход воздуха G , кг/ч;

начальная и конечная температура теплоносителя $t_1, t_2, ^\circ\text{C}$.

Требуется определить необходимую площадь поверхности теплообмена воздухонагревателя F , м^2 , аэродинамическое сопротивление ΔP_a и гидравлическое сопротивление ΔP_w , Па.

Необходимая площадь поверхности теплообмена 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. Число ходов по теплоносителю определяется в зависимости от рекомендуемой скорости движения теплоносителя в трубках. Для воздухонагревателей рекомендуется скорость от 1,5 до 2,0 м/с.

Порядок расчета основных параметров воздухонагревателя:

1. Определяют массовую скорость воздуха во фронтальном сечении кондиционера, кг/с · м²:

$$V_p = \frac{G}{3600f},$$

где f – площадь фронтального сечения, м².

По имеющимся данным расчета скорости воздуха V_p есть возможность определить тип воздухонагревателя (табл. 5).

Таблица 5

*Технические характеристики воздухонагревателей
центральных кондиционеров НС «Clivet»*

Типоразмер кондиционера НС	Площадь фронтального сечения, м ²	Размеры, мм		Количество трубок в одном ряду при шаге труб	
		Длина трубок	Высота трубной решетки	60	30
13	0,14	400	360	6	12
16	0,18	500	360	6	12
20	0,23	550	420	7	14
25	0,28	620	540	9	18
30	0,36	670	540	9	18
40	0,44	730	600	10	20
50	0,55	910	600	10	20
60	0,68	950	720	12	24
80	0,86	1200	720	12	24
100	1,09	1300	840	14	28
120	1,34	1400	960	16	32
150	1,71	1500	1140	19	38
190	2,10	1750	1200	20	40
240	2,62	1820	1440	24	48
300	3,28	2100	1560	26	52
360	4,03	2400	1680	28	56
460	5,04	3000	1680	28	56
580	6,34	3300	1920	32	64
720	7,96	3900	2040	34	68

2. Рассчитываем количество теплоты для нагревания воздуха, Вт:

$$Q = 0,278c_w G(t_k - t_H),$$

где c_w – теплоемкость; $(t_k - t_H)$ – разность температур.

3. Определяем расход теплоносителя, кг/ч:

$$G_w = \frac{3,6 Q}{c_w(t_1 - t_2)},$$

4. Задавая скорость движения теплоносителя в трубках w от 1,2 до 1,5 м/с, определяем число ходов и площадь живого сечения для прохода воды. Предварительно также следует задать число рядов трубок по ходу движения воздуха p .

Общее количество трубок

$$N = \frac{pH_{\text{тр}}}{h},$$

где p – количество рядов трубок по ходу воздуха; $H_{\text{тр}}$ – высота трубной решетки, м;

h – шаг труб по высоте, м, для КЦКП $h = 0,05$, для НС $h = 0,06$ или $h = 0,03$.

Число ходов

$$n = \frac{N}{m},$$

где m – число трубок, подключаемых к подающему коллектору, определяемое ориентировочно по заданному значению скорости движения воды в трубках:

$$m = \frac{G_w}{3600 \rho_w f_w w},$$

где ρ_w – плотность воды;

f_w – площадь живого сечения медной трубки.

Для воздухонагревателей центральных кондиционеров НС фирмы «Clivet» число трубок, подключаемых к коллектору, приведено в табл. 6 в зависимости от расхода воды.

Таблица 6

Число трубок, подключаемых к коллектору воздухонагревателей центральных кондиционеров НС фирмы «Clivet»

<i>Число подключений к коллектору, m</i>	<i>Расход воды, кг/ч</i>	<i>Диаметр коллектора, дюйм</i>
2 – 6	3500	1
7 – 12	10000	1,5
14 – 22	20000	2
23 – 54	54000	3
88 – 90	90000	4

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

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

$$w = \frac{G_w}{3600 \rho_w f_w m},$$

где f_w – площадь живого сечения медной трубки, м²; при внутреннем диаметре трубки 11,8 мм (КЦКП) $f_w = 0,0001108$ м².

5. Определяем коэффициент теплопередачи K , Вт/м² · °С; для воздухонагревателей центрального кондиционера КЦКП фирмы «Вега»

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

где A – эмпирический коэффициент;

v – скорость;

ρ – плотность.

6. Аэродинамическое сопротивление воздухонагревателя определяется по формуле, Па,

$$\Delta P_a = B \cdot (v\rho)^m,$$

где B – эмпирический коэффициент.

7. Гидравлическое сопротивление воздухонагревателя определяется по формуле, кПа,

$$\Delta P_w = 1,968 l_{\text{хода}} w^{1,69},$$

где $l_{\text{хода}}$ – приведенная длина хода воды в трубках, определяется произведением числа ходов на длину трубок из табл. 5.

Значения эмпирических коэффициентов A , B , m определяются по табл. 7.

Таблица 7

Эмпирические коэффициенты для расчета воздухонагревателей

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	
A	20,94	21,68	23,11	20,94	21,68	20,94	20,94	
B	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

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{cp}}},$$

где Δt_{cp} – перепад температур,

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_H + t_K}{2}.$$

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

Основные характеристики воздухонагревателей КЦКП приведены в табл. 8.

Таблица 8

*Технические характеристики воздухонагревателей
центральных кондиционеров КЦКП*

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

Расчет воздухоохладителя центрального кондиционера

Исходные данные для расчета воздухоохладителя:

- начальные и конечные параметры воздуха: температура $t_H, t_K, ^\circ\text{C}$;
- энтальпия i_H, i_K , кДж/кг;
- расход воздуха G , кг/ч;
- начальная температура холодной воды t_{w1} , $^\circ\text{C}$.

Требуется определить необходимую площадь поверхности теплообмена воздухоохладителя F , м^2 , аэродинамическое сопротивление ΔP_a и гидравлическое сопротивление ΔP_w , Па.

Компоновка оборудования прямоточной СКВ (схема и $i-d$ -диаграмма) представлена на рис. 7, 8.

В поверхностных теплообменниках воздухоохладителей центральных кондиционеров направление процесса охлаждения воздуха и конечные его параметры определяются температурой поверхности теплообменника, которая зависит от температуры холодной воды, поступающей в него.

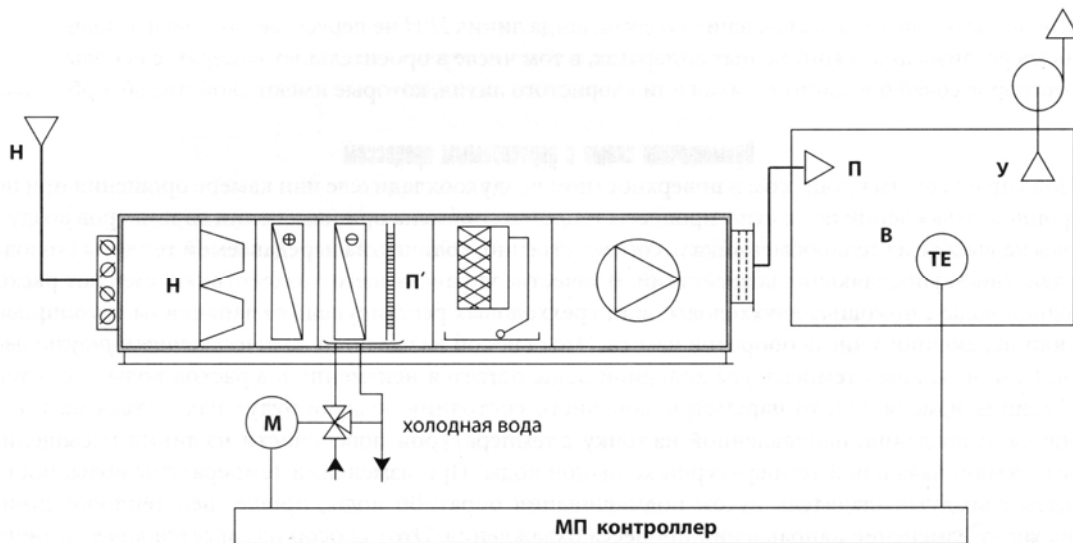


Рис. 7. Схема компоновки оборудования прямоточной СКВ с управляемым процессом охлаждения в поверхностном воздухоохладителе

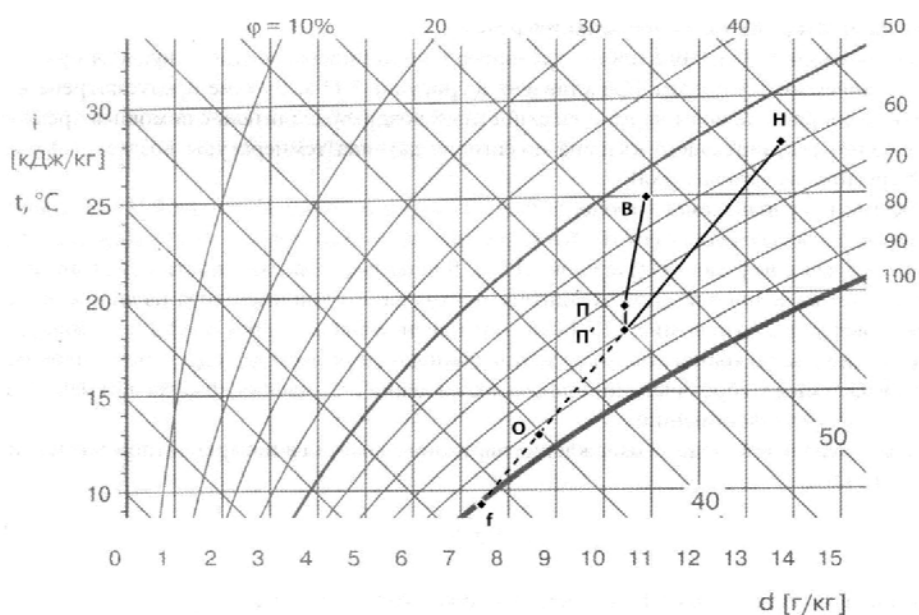


Рис. 8. Процесс обработки воздуха на $i-d$ -диаграмме

При температуре поверхности выше температуры точки росы начального состояния воздуха хотя бы на несколько градусов наблюдается так называемое «сухое» охлаждение; при температуре поверхности ниже температуры точки росы происходит конденсация водяных паров, содержащихся в воздухе, и осушение за счет уменьшения его влагосодержания – «мокрое» охлаждение.

Порядок расчета воздухоохладителя центрального кондиционера:

1. Значение температуры холодной воды на входе в поверхностный воздухоохладитель принимают по соотношению

$$t_{w1} = t_{м.т} + \Delta t ,$$

где t_{w1} – температура воды, поступающей в поверхностный воздухоохладитель, °С;

$t_{м.т}$ – температура «мокрого термометра» начального состояния воздуха, °С;

Δt – перепад температур, принимается $\Delta t = 2 \div 6$ °С .

2. Расход холодной воды определяется по уравнению теплового баланса из условия, что перепад температур холодной воды в теплообменнике не может быть выше 5 °С:

$$G_{в.х} = \frac{3,6G(i_H - i_K)}{c_{в.х}(t_{w2} - t_{w1})} ,$$

где $G_{в.х}$ – расход холодной воды, кг/ч;

$c_{в.х}$ – удельная теплоемкость холодной воды, кДж/кг · °С;

t_{w1}, t_{w2} – начальная и конечная температуры холодной воды, °С.

3. Аналогично поверхностным воздухонагревателям определяют:

– массовую скорость движения воздуха во фронтальном сечении;

– число ходов по рекомендуемому значению скорости движения воды в трубах от 0,8 до 1 м/с, задаваясь числом рядов трубок по ходу воздуха;

– уточненную с учетом принятого числа ходов скорость движения воды;

– коэффициент теплопередачи.

4. Определяют относительный водяной эквивалент $\overline{W}_в$ по формуле

$$\overline{W}_в = \frac{c G}{c_{в.х} G_{в.х}}$$

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

$$\theta_b = \frac{t_H^p - t_K^p}{t_H^p - t_{w1}}$$

где t_H^p, t_K^p – расчетные значения температур в точках пересечения энтальпий с линией $d = \text{const}$, характеризующей процесс «сухого» охлаждения (рис. 9).

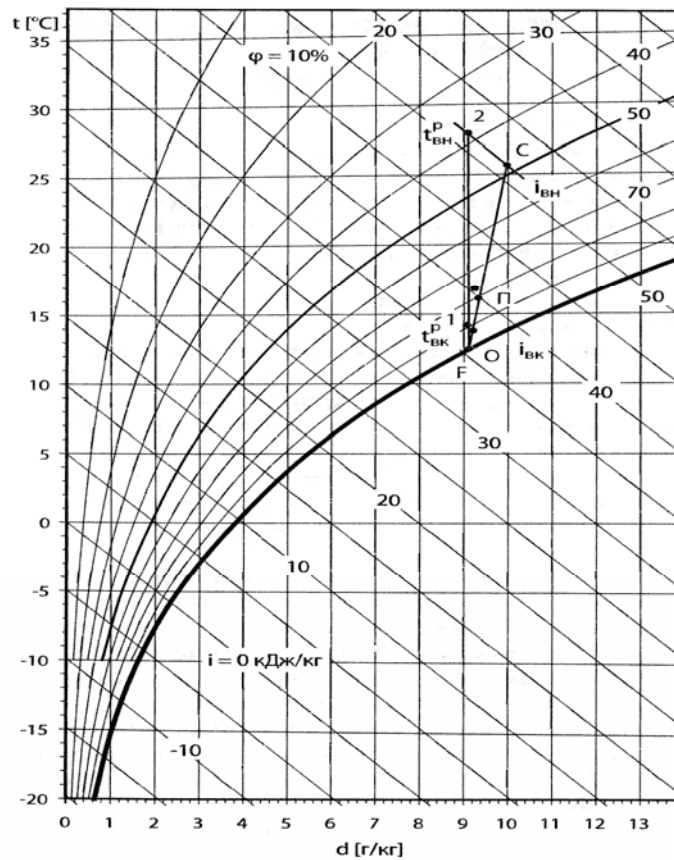


Рис. 9. Построение условного «сухого» процесса охлаждения на i - d -диаграмме в поверхностном воздухоохладителе

5. По графику на рис. 10 при значении относительного эквивалента и коэффициента эффективности определяют число единиц переноса теплоты NTU_b и требуемую площадь поверхности теплообмена:

$$F = \frac{3,6KNTU}{cG}.$$

6. Определяют требуемое число рядов трубок воздухоохладителя и фактическую площадь поверхности теплообменника.

7. Решают прямую задачу поверочного расчета теплообменника воздухоохладителя, определяя при фактической площади поверхности теплообмена расход холодной воды и ее температуру на выходе из воздухоохладителя.

Пример расчета поверхностного воздухоохладителя центрального кондиционера КЦКП фирмы «Вега»

Исходные данные: – начальные и конечные параметры воздуха: $i_n = 51,3$ кДж/кг, $i_k = 39,7$ кДж/кг, $t_n = 25,6$ °С, $t_k = 16,0$ °С, – расход воздуха $G = 23428$ кг/ч, начальная температура холодной воды $t_{wl} = 7,5$ °С, – воображаемый расход холода: 91182 Вт.

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

Задаемся перепадом температур воды в теплообменнике 4 °С и определяем расход холодной воды, кг/ч:

$$G_{в.х} = \frac{1,005 \cdot 23428 (51,3 - 37,3)}{4,187(11,5 - 7,5)} = 19682.$$

Определяем расчетные начальную и конечную температуры воздуха для условного процесса «сухого» охлаждения: $t_n^p = 27,8$ °С, $t_k^p = 14,2$ °С.

Задаемся числом трубок по ходу воздуха (6), определяем общее количество трубок:

$$N = \frac{6 \cdot 1,45}{0,05} = 174.$$

Принимаем скорость движения воды в трубках 1,5 м/с. Тогда

$$m = \frac{19682}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,0001108 \cdot 1,5} = 32,89.$$

Принимаем $m = 30$ и определяем число ходов:

$$n = \frac{174}{30} \approx 6.$$

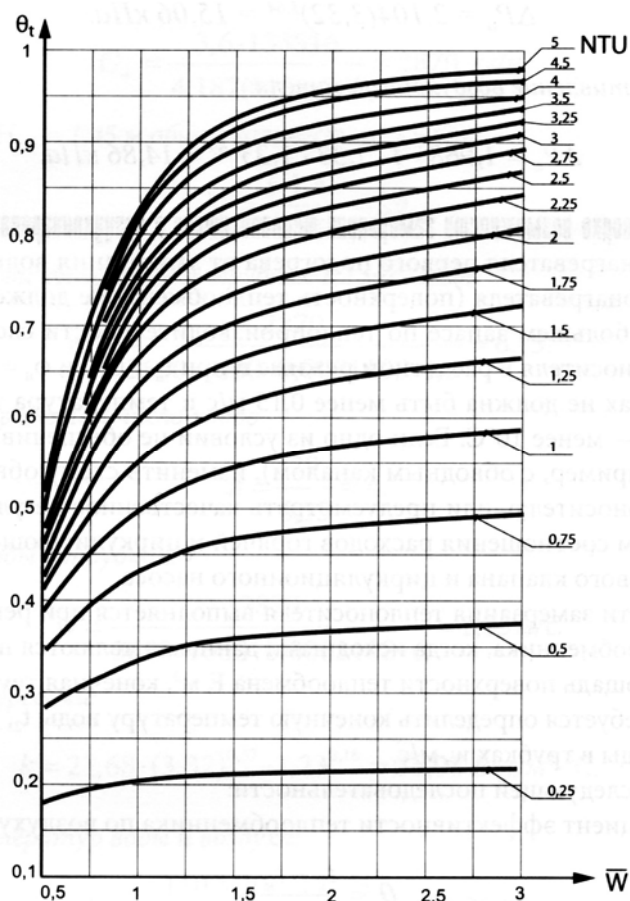


Рис. 10. График зависимости температурного коэффициента эффективности от NTU и \bar{W}_v для противоточной схемы движения

Принимаем число ходов 6.

Скорость движения воды в трубках, м/с,

$$w = \frac{19584}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,0001108 \cdot 30} = 1,63.$$

Коэффициент теплопередачи, Вт/м² · °С,

$$K = 20,94 \cdot (3,32)^{0,37} \cdot 1,63^{0,18} = 35,64.$$

Относительный водяной эквивалент

$$\overline{W} = \frac{1,005 \cdot 23428}{4,187 \cdot 19584} = 0,287.$$

Коэффициент эффективности воздухоохладителя при условном «сухом» охлаждении

$$\theta = \frac{27,8 - 14,2}{27,8 - 7,5} = 0,67.$$

Число единиц переноса теплоты по графику рис. 6 для противотока составит $NTU = 1,29$.

Требуемая площадь поверхности теплообмена, м²,

$$F = \frac{3,6 \cdot 1,29 \cdot 1,005 \cdot 23428}{0,000553 \cdot 35,67} = 236,5.$$

Фактическая площадь поверхности теплообмена 6-рядного теплообменника при шаге пластин 2,5 мм составляет $6 \times 40,4 = 242,4$ м².

Аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя, Па,

$$\Delta P_a = 3,035 \cdot 3 \cdot (3,32)^{1,72} = 71,72.$$

Гидравлическое сопротивление воздухоохладителя, кПа,

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot 6 \cdot 1,33 \cdot 1,63^{1,69} \cdot \frac{999,7}{965,3} = 37,2.$$

Расчет увлажнения воздуха

Камеры орошения при политропном процессе обработки воздуха

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

– параметры начального и конечного состояния воздуха: i_H , кДж/кг, t_H , °С, i_K , кДж/кг, t_K , °С;

– расход воздуха через камеру орошения G , кг/ч.

При расчете камер орошения требуется определить расход орошаемой воды $G_{в.х}$, начальную и конечную температуру холодной воды $t_{в1}$, $t_{в2}$, °С, необходимое давление воды перед форсунками $P_{ф}$, Па, потери давления по воздуху ΔP_a и по воде ΔP_b , Па.

Порядок расчета камеры орошения:

1. На i - d -диаграмме через точки начального и конечного состояния воздуха проводят прямую линию до пересечения с кривой насыщения $\varphi = 100\%$ и определяют параметры предельного состояния воздуха $i_{в.пр}$, $t_{в.пр}$, $d_{в.пр}$.

2. Вычисляют коэффициент адиабатной эффективности:

$$E_a = \frac{i_H - i_K}{i_H - i_{в.пр}}$$

3. Находится коэффициент орошения μ и коэффициент энтальпийной эффективности E_n по графику рис. 11.

4. Вычисляют относительный перепад температуры жидкости θ :

$$\theta = b c_{в.х} \mu \left(\frac{1}{E_n} - \frac{1}{E_a} \right),$$

где $b = 0,33$ кг · К/кДж; $c_{в.х}$ – теплоемкость жидкости, кДж/кг · К.

5. Определяют начальную температуру воды, °С:

$$t_{в1} = t_{в.пр} - \frac{\theta(i_H - i_K)}{c_{в.х} \mu}.$$

Начальная температура воды не должна быть ниже температуры холодной воды от источника холода, но не ниже 5 °С.

Конечная температура воды, °С,

$$t_{в2} = t_{в1} + \frac{i_H - i_K}{c_{в.х} \mu}.$$

При расчете адиабатных камер орошения п. 5 не выполняется.

6. Определяют расход орошающей воды, кг/ч,

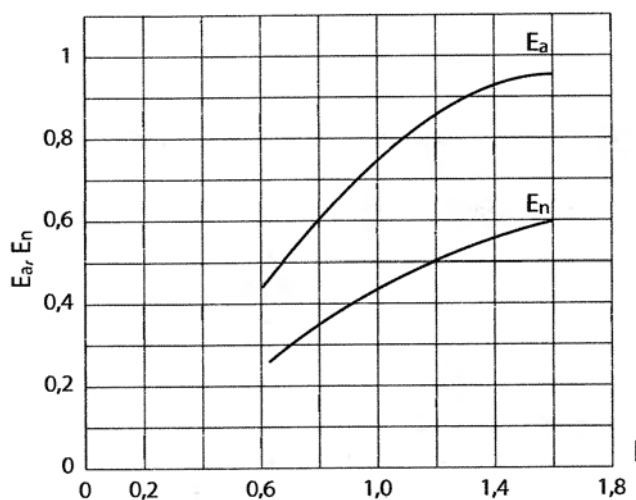


Рис. 11. Зависимость $E_a(\mu)$ и $E_n(\mu)$ для двухрядных политропных камер орошения

$$G_{в.х} = \mu G$$

и расход воды через одну форсунку, кг/ч:

$$g_{\phi} = \frac{G_{в.х}}{n},$$

где n – количество форсунок в оросительной камере.

Для устойчивой работы форсунок расход воды на одну форсунку не должен быть менее $g_{\phi.мин}$. Эта проверка необходима для управляемых процессов.

7. Необходимое давление воды перед форсунками и потери давления по воде в форсунках, коллекторах и стояках камеры орошения определяют по таблицам или графикам каталогов соответствующих производителей камер орошения:

$$\Delta p = \left(\frac{g_{\phi}}{93,4} \right)^{\frac{1}{0,49}}.$$

Адиабатные камеры орошения

При адиабатном увлажнении воздух контактирует с водой, температура которой близка к температуре «мокрого» термометра. Это достигается работой насоса в режиме полной рециркуляции воды. Эффективность процесса адиабатного увлажнения оценивается с помощью коэффициента адиабатной эффективности

$$E_a = \frac{t_n - t_k}{t_n - t_{м.т}},$$

где t_n, t_k – начальная и конечная температуры воздуха, °С;

$t_{м.т}$ – температура «мокрого» термометра.

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 $\phi = 100\%$ определяют значение температуры «мокрого» термометра $t_{м.т}$.

2. Вычисляют требуемый коэффициент адиабатной эффективности.

3. При использовании стандартного насоса, поставляемого в комплекте с форсуночной камерой орошения, принимают ближайшее значение коэффициента адиабатной эффективности по таблице для центрального кондиционера КЦКП. Определяют расход орошающей воды $G_{в.х}$, кг/ч, и необходимое давление перед форсунками P_{ϕ} , Па.

Если производительность кондиционера КЦКП отличается от номинального расхода воздуха, то определяют соотношение Q' по формуле

$$Q' = \frac{L_{\phi}}{L_{\text{НОМ}}},$$

где L_{ϕ} – расход воздуха через форсунки;

$L_{\text{НОМ}}$ – расход воздуха номинальный.

А по табл. 9 и по графику рис. 12 – уточненное значение коэффициента E'_a .

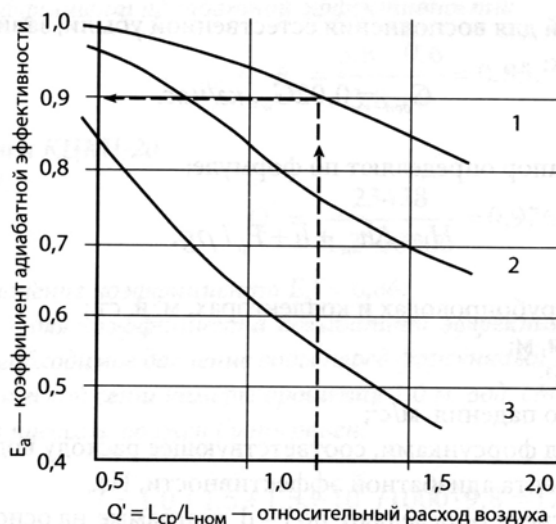


Рис. 12. Зависимость коэффициентов адиабатной эффективности от относительного расхода воздуха: Кривая 1 – $E_{\text{АНОМ}} = 0,95$; 2 – $E_{\text{АНОМ}} = 0,85$; 3 – $E_{\text{АНОМ}} = 0,65$

Таблица 9

Параметры камер орошения

Типоразмер	Коэффициент адиабатной эффективности E	Расход воды, т/ч	Давление перед форсунками, бар (кг/см^2 или 10^5 Па)
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

4. Для камер орошения центрального кондиционера НС «Clivet» принимают тип оросительной камеры по графику рис. 13, а в зависимости от требуемого значения коэффициента адиабатной эффективности и скорости воздуха во фронтальном сечении.

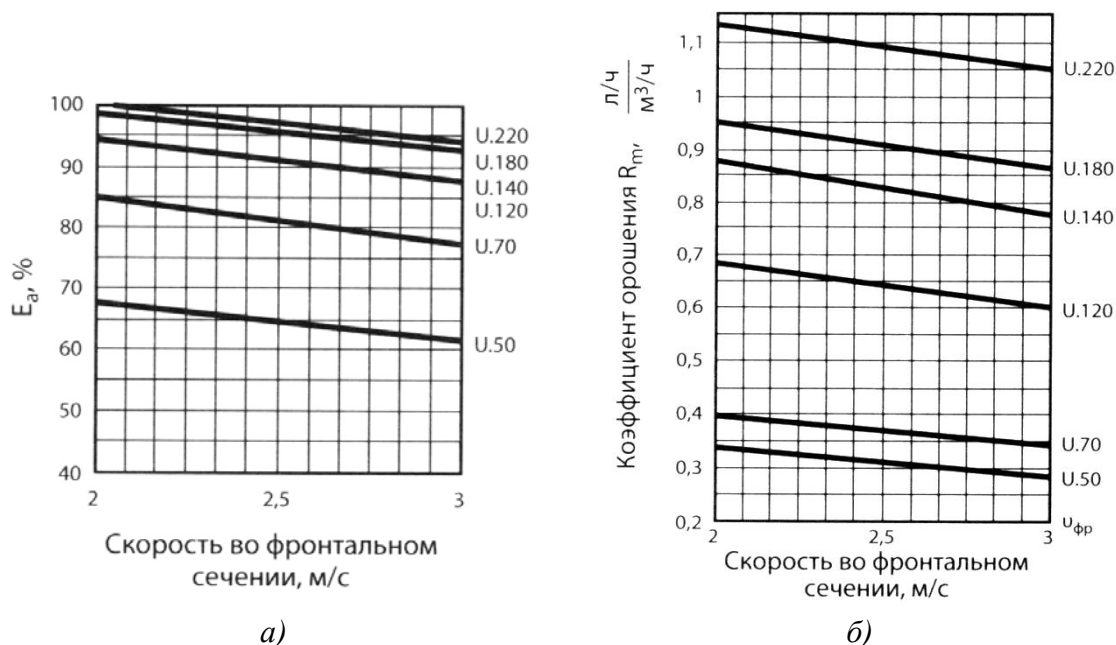


Рис. 13. Диаграмма для расчета адиабатной камеры орошения кондиционера НС «Clivet»: а – в зависимости от коэффициента адиабатного орошения; б – коэффициент орошения

На рис. 13, а обозначена зависимость E_a от скорости воздуха во фронтальном сечении.

На рис. 13, б представлена зависимость R_m от скорости воздуха во фронтальном сечении. U50 - U220 – типоразмер камеры орошения; R_m – отношение объемных расходов воды и воздуха; E_a , % – коэффициент адиабатной эффективности блока увлажнения и уточняют значение коэффициента адиабатной эффективности.

Далее определяют коэффициент R_T , равный отношению объемных расходов орошающей воды, л/ч, и воздуха, м³/ч, по графику на рис. 10, б в зависимости от принятого типа камеры орошения и скорости воздуха во фронтальном сечении. Определяют расход орошаемой воды, кг/ч:

$$G_{в.х} = R_T \frac{G}{1,2}.$$

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

$$t_k = t_n - E_a(t_n - t_{м.т}).$$

Пример расчета адиабатных камер орошения КЦКП-2 («Вега») и НС190 («Clivet»)

Параметры начального и конечного состояния воздуха: $i_H = 9,9$ кДж/кг, $t_H = 3,8$ °С, $t_K = 0,6$ °С; расход воздуха через камеру орошения $G = 23428$ кг/ч, температура «мокрого» термометра $t_{м.т} = 0$ °С.

1. Требуемый коэффициент адиабатной эффективности

$$E_a = \frac{3,8 - 0,6}{3,8 - 0} = 0,85.$$

Исходя из полученного E_a выбираем тип камеры орошения: камера орошения КЦКП-20.

Далее рассчитываем поправочный коэффициент Q' :

$$Q' = \frac{23428}{1,2 \cdot 20000} = 0,976.$$

Следовательно, уточненное значение $E' = E_a - Q'$.

По табл. 9 для коэффициента адиабатной эффективности 0,85 расход орошающей воды $G_{в.х} = 23000$ кг/ч, необходимое давление воды перед форсунками $P_\phi = 1,53 \cdot 10^5$ Па. Если принять потери напора в гидравлической сети камеры орошения 1,0 мм вод. ст., а высоту подъема воды 1,5 м, то напор, развиваемый насосом,

$$H = 1,0 + 1,5 + 1,53 \cdot 10^5 / 1000 \cdot 9,8 = 18,1.$$

Требуемая мощность электродвигателя, кВт, при коэффициенте полезного действия $\eta = 0,78$

$$N = \frac{G_{в.х} \cdot H \cdot g}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta} = \frac{23000 \cdot 18,1 \cdot 9,8}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,78} = 1,45.$$

Мощность, потребляемая насосом, по таблице каталога КЦКП составляет 2,2 кВт.

Корректируем построение на $i-d$ -диаграмме, определяя температуру воздуха после охлаждения и увлажнения, °С:

$$t_K^1 = 3,8 - 0,8(3,8 - 0) = 0,5.$$

2. Камера орошения НС190 (площадь фронтального сечения 2,1 м²).

Определяем скорость воздуха во фронтальном сечении кондиционера, м/с:

$$v = \frac{G}{3600 \cdot \rho \cdot F_{\phi p}} = \frac{23428}{3600 \cdot 1,2 \cdot 2,1} = 2,58.$$

По графику рис. 13 выбираем двухрядную камеру орошения U.120 и коэффициент адиабатной эффективности 90,5 %, соответствующий полу-

ченному значению скорости во фронтальном сечении. Температура воздуха после охлаждения и увлажнения, °С:

$$t_k^1 = 3,8 - 0,905(3,8 - 0) = 0,36.$$

Коэффициент R_T при скорости 2,58 м/с для принятого типа камеры орошения равен 0,65. Определяем расход орошающей воды, кг/ч:

$$G_{в.х} = 0,65 \cdot \frac{23428}{1,2} = 12690,$$

что меньше, чем в камере КЦКП.

Расход воды, необходимый для восполнения естественной убыли, кг/ч,

$$G_{доп} = 0,02 G_{в.х} = 0,02 \cdot 12\,690 = 253,8.$$

Общий расход воды составит, кг/ч,

$$G'_w = 12690 + 253,8 = 12943,8.$$

Если принять однорядную камеру орошения U.50, то коэффициент адиабатной эффективности будет равен 0,64 при скорости воздуха 2,58 м/с. Построение на $i-d$ -диаграмме может быть скорректировано следующим образом. Определяем влагосодержание точки предельного состояния воздуха, г/кг, из соотношения

$$d_{пр} = d_n + \frac{d_k - d_n}{E_a} = 2,3 + \frac{3,6 - 2,3}{0,64} = 4,3.$$

Наносим точку предельного состояния воздуха на линию насыщения $\varphi = 100\%$. Определяем температуру «мокрого» термометра в этой точке, должна быть выше 0 °С. Через точку предельного состояния воздуха проводим линию постоянной энтальпии до пересечения с линиями постоянного влагосодержания в точке, определяющей состояние воздуха после воздухонагревателя первого подогрева, и в точке, определяющей состояние воздуха после увлажнения в камере орошения.

Коэффициент R_T при скорости 2,58 м/с для принятого типа камеры орошения U.50 равен 0,31.

Определяем расход орошающей воды, кг/ч:

$$G_{в.х} = 0,31 \cdot \frac{23428}{1,2} = 6052,2,$$

что меньше, чем в камере орошения U.120.

Общий расход воды, кг/ч,

$$G'_w = 1,02 \cdot 6052,2 = 6173,2.$$

Скорректированное построение позволило поднять температуру «мокрого» термометра **выше** и уменьшить расход воды, а также мощность, потребляемую насосом. Общий расход теплоты на нагревание воз-

духа не изменился, а только перераспределился между воздухонагревателями первого и второго подогрева.

Порядок расчета блока 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 адиабатной 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 , расход сливной воды G_{ws} , необходимый для поддержания концентрации минералов и солей в баке увлажнителя на допустимом уровне, и общее количество воды, равное сумме этих двух значений G_w' .

Исходные данные для расчета определяются, как и при расчете камер орошения.

Порядок расчета:

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 $t_{м.т.}$

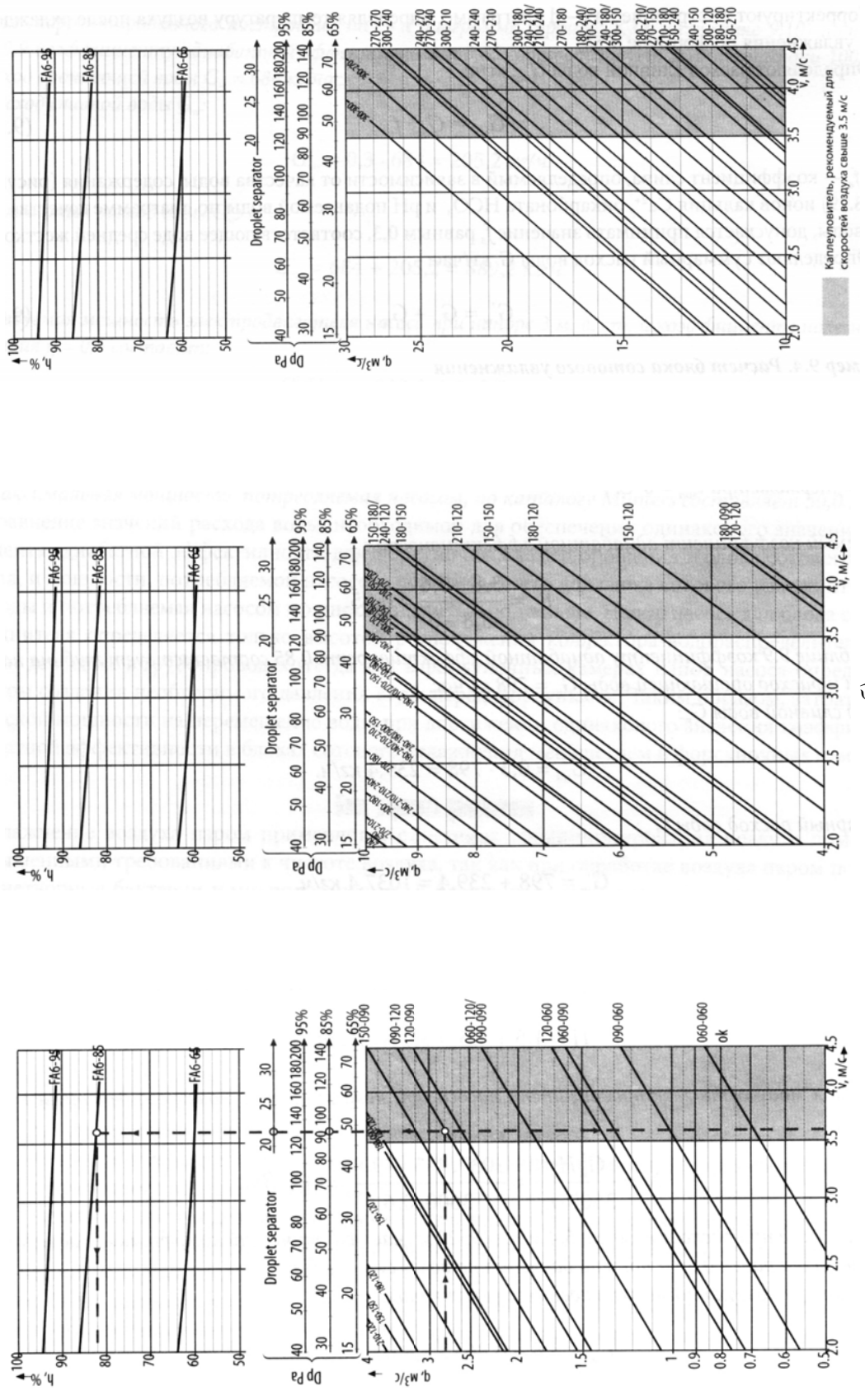
2. Вычисляют требуемый коэффициент адиабатной эффективности E_a .

3. По диаграмме рис. 14 выбирают тип кассеты увлажнителя (глубина насадки), определяют значение коэффициента адиабатной эффективности и потери давления по воздуху при фактическом расходе. Расход орошающей воды $G_{в.о.}$, кг/ч, определяют по табл. 10.

Таблица 10

Расход орошающей воды в зависимости от типоразмера КЦКП

Типоразмер	Размеры кассеты, мм	Расход воды, т/час, при значении E_a		
		0,65	0,85	0,95
КЦКП-5	900x600	0,168	0,342	0,42
КЦКП-6,3	1200x600	0,342	0,48	0,684
КЦКП-10	1200x900	0,342	0,48	0,684
КЦКП-12,5	1200x1200	0,342	0,48	0,684
КЦКП-16	1500x1200	0,48	0,54	0,798
КЦКП-20	1500x1500	0,684	0,798	0,96
КЦКП-25	1800x1500	0,684	0,96	1,08
КЦКП-31,5	1800x1800	0,798	1,08	1,38
КЦКП-40	2100x1800	0,798	1,08	1,38
КЦКП-50	2100x2400	0,96	1,08	1,59



а) б) в)

Рис. 14. Диаграмма для выбора типоразмера блока сотового увлажнителя: а – расход воздуха $0,5 - 4 \text{ м}^3/\text{с}$; б – $4 - 10 \text{ м}^3/\text{с}$; в – $10 - 30 \text{ м}^3/\text{с}$

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

$$t_k = t_H - E_a(t_H - t_{м.т}).$$

5. Определяют расход сливной воды $G_{в.с}$, кг/ч:

$$G_{в.с} = G_{в.о} f_c,$$

где f_c – коэффициент слива, определяемый в зависимости от качества воды, допускается принимать $f_c = 0,3$, соответствующий воде средней жесткости.

6. Определяем суммарный расход воды G'_B , кг/ч:

$$G'_B = G_{в.о} + G_{в.с}.$$

Блок парового увлажнения

Увлажнение воздуха паром применяется в системах кондиционирования воздуха для помещений с повышенными требованиями к чистоте воздуха, так как при обработке воздуха паром погибают болезнетворные бактерии и микроорганизмы. В блоках пароувлажнения воздух увлажняется паром практически при неизменной температуре.

Требуемая производительность пароувлажнителя определяется по формуле

$$G_p = G(d_k - d_H),$$

где G_p – расход пара, кг/ч;

G – расход воздуха через блок парового увлажнения, кг/ч;

d_k – конечное влагосодержание воздуха после увлажнения, принимается равным влагосодержанию приточного воздуха, $d_k = d_H$;

d_H – начальное влагосодержание воздуха до увлажнения, принимается равным влагосодержанию наружного воздуха в приточной системе.

Подбор блока парового увлажнения сводится к подбору парогенератора, паропроизводительность которого соответствует расходу воды, необходимой для увлажнения, трубопроводов для подвода пара, коллекторов для распределения пара, устанавливаемых в блоке парового увлажнения или непосредственно в воздуховоде, в зависимости от расхода пара, трубопроводов для отвода конденсата, датчика относительной влажности в помещении или воздуховоде. Также по диаграмме рис. 15. определяется расстояние насыщения $B_{п}$, требуемое для полного испарения капель.

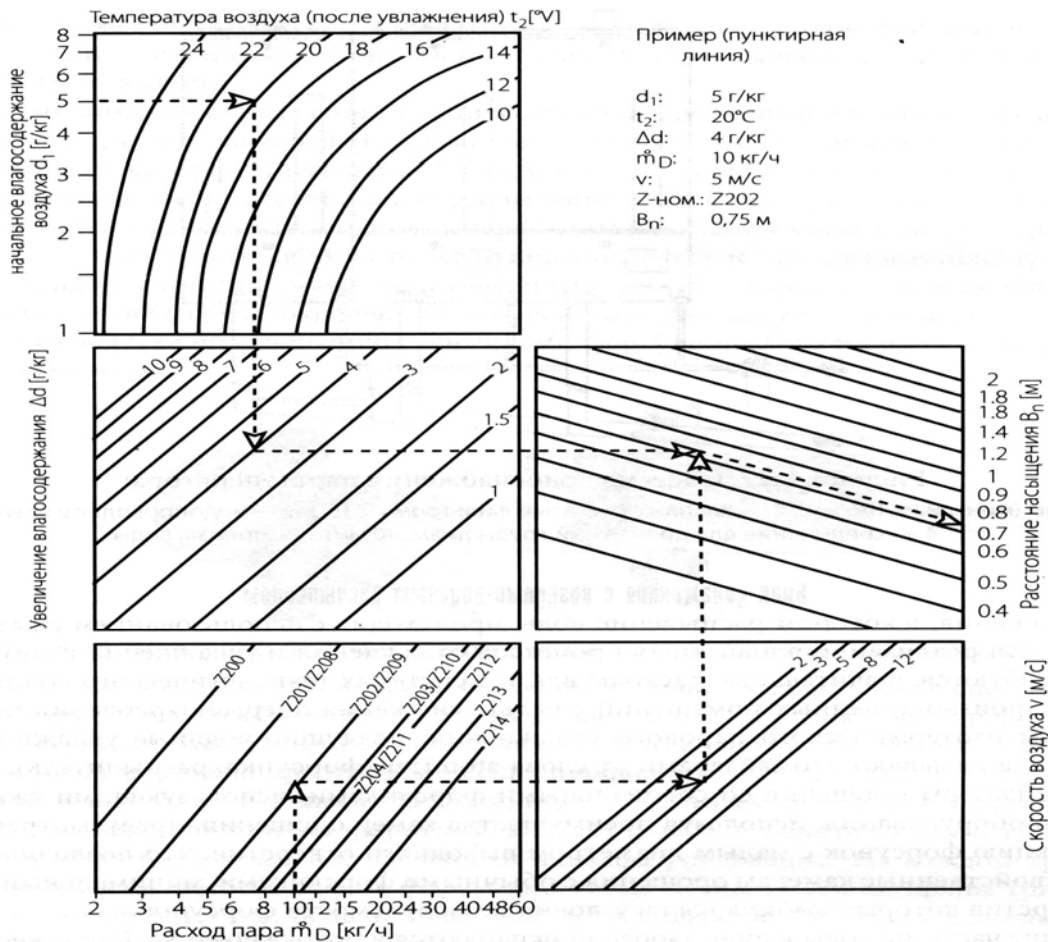


Рис. 15. Расстояние насыщения V_n

Подбор холодильного оборудования

В курсовом проекте применяют одну систему кондиционирования, обслуживаемую одной или двумя водоохлаждающими холодильными машинами. В качестве холодильного агента при холодоснабжении систем кондиционирования воздуха общественных зданий используют хладоны, в курсовом проекте можно использовать хладон-22 (R 22). Определяющим для функционирования парокомпрессионной холодильной машины является температурный режим работы, который зависит от значений температуры охлаждаемой среды в испарителе (воды) и охлаждающей среды в конденсаторе (наружного воздуха или воды).

Характеристики парокомпрессионной холодильной машины – холодопроизводительность, потребляемая мощность, холодильный коэффициент – определяются температурным режимом ее работы, а именно значе-

ниями следующих температур: температура испарения, температура конденсации, температура всасывания паров рабочего вещества в компрессор, температура переохлаждения жидкого рабочего вещества. Как правило, при подборе холодильной машины задаются ориентировочными значениями этих температур, определяемыми в зависимости от температуры охлаждаемой и охлаждающей сред.

Когда теплота в испаритель холодильной машины подводится от жидкого холодильного агента (для водоохлаждающей холодильной машины – чиллера) – воды, водного раствора этиленгликоля, то температура испарения определяется из формулы

$$t_{\text{и}} = t_{\text{ср. ж}} - (5 \div 8),$$

где $t_{\text{ср. ж}}$ – средняя температура жидкости на входе и выходе из испарителя:

$$t_{\text{ср. ж}} = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2},$$

где t_{w1} – температура воды, входящая в испаритель холодильной установки;

t_{w2} – температура воды, выходящей из испарителя холодильной установки, принимаем $+6$ °С.

При охлаждении воздуха в фреоновом воздухоохладителе рекомендуется принимать температуру испарения

$$t_{\text{и}} = t_{\text{ср.в}} - 10,$$

где $t_{\text{ср.в}}$ – средняя температура воздуха на входе и выходе из испарителя,

$$t_{\text{ср.в}} = \frac{t_{\text{н}} + t_{\text{к}}}{2}.$$

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

$$t_{\text{к}} = t_{\text{в2}} + (3 \div 4), \text{ °С},$$

где $t_{\text{в2}}$ – температура воды, выходящей из конденсатора, $t_{\text{в2}} = t_{\text{в1}} + \Delta t_{\text{к}}$:

$\Delta t_{\text{к}}$ – перепад температур воды в конденсаторе, $\Delta t_{\text{к}} = (4 \div 5)$ °С.

При использовании водопроводной воды для охлаждения конденсатора принимают начальную температуру $t_{\text{в1}} = 20 \div 22$ °С, а при использовании оборотной воды, охлаждаемой в мокрой градирне, начальная температура воды определяется

$$t_{\text{в1}} = t_{\text{м.т.н}} + (3 \div 4), \text{ °С},$$

где $t_{\text{м.т.н}}$ – расчетная температура наружного воздуха по «мокрому» термометру для теплого периода.

Если теплота от конденсатора отводится воздухом, то температура конденсации, °С:

$$t_{\text{к}} = t_{\text{ср.в}} + (5 \div 8), \text{ °С}.$$

Перепад температуры в конденсаторе $\Delta t_k = 6 \div 10$ °С.

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

Температура всасывания паров рабочего вещества в компрессор, °С,

$$t_{вс} = t_{и} + (5 \div 10), \text{°С.}$$

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

Температура переохлаждения жидкого холодильного агента перед регулирующим вентилем, °С, определяют при воздушном охлаждении конденсатора:

$$t_{н} = t_{к} - (4 \div 7).$$

При водяном охлаждении конденсатора температура, °С,

$$t_{н} = t_{к} - (2 \div 3).$$

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

Расход воды, проходящей через испаритель чиллера (холодильной машины), кг/с:

$$G_x = \frac{3,6Q_x}{c_{в.х} \cdot (t_{в.н} - t_{в.к})},$$

где Q_x – холодопроизводительность чиллера, кВт;

$c_{в.х}$ – удельная теплоемкость воды, кДж/кг · К;

$t_{в.н}$, $t_{в.к}$ – начальная и конечная температура жидкости в испарителе, °С.

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, входящего в комплект холодильной машины.

Холодопроизводительность пересчитывается с рабочего режима на спецификационный, указанный в каталогах, по формуле

$$Q_x^c = Q_x^p \frac{\lambda^c q_x^c \sigma^c}{\lambda^p q_x^p \sigma^p},$$

где Q_x^c – холодопроизводительность, Вт;

λ – коэффициент подачи компрессора;

q_x – удельная холодопроизводительность, кДж/м³;

σ – удельный объем рабочего вещества в точке всасывания его в компрессор, м³/ч;

параметры с верхним индексом ^p (рабочий) соответствуют рабочему режиму работы пароконденсаторной машины;

параметры с верхним индексом ^c (спецификационный) соответствуют рабочему режиму работы, при котором приведено значение холодопроизводительности в каталоге.

Значение q_x , λ , σ определяют по таблицам состояния рабочего вещества или на основе построения цикла изменения состояния холодильного агента на $lg(p)$ - i -диаграмме (прил. 1).

Другой 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.

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

В инженерной практике ограничиваются подбором холодильной машины по таблицам и графикам, предоставляемым производителем оборудования. При курсовом проектировании следует использовать второй и третий способы.

Исходные данные для расчета: 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 $t_{в1}$, $t_{в2}$, °С; способ охлаждения кон-

денсатора холодильной машины и температура охлаждающей среды (воды или воздуха).

Порядок расчета холодильной машины:

1. Составляют расчетную схему парокompрессионной холодильной машины (рис. 16). Ориентировочные данные по параметрам ее работы даны на рис. 17.

2. Определяют расчетный температурный режим работы установки.

3. Строят цикл изменения состояния хладагona на диаграмме $lg(p)-i$ для хладагona R 22:

а) наносят на диаграмму изобары $P_{и}$ и $P_{к}$, соответствующие для хладагona R 22 $t_{и}$ и $t_{к}$;

б) продолжают $P_{и}$ до пересечения с изотермой $t_{вс}$ (получают точку 1);

в) через точку 1 проводят адиабату до пересечения ее с изобарой $P_{к}$ в точке 2;

г) на пересечении линий $P_{к}$ и $t_{к}$ получают точку 3, проводят линию постоянной энтальпии до пересечения с $P_{и}$, получают точку 4;

д) определяют энтальпию хладагona во всех точках цикла и удельный объем паров хладагona v_1 в точке 1.

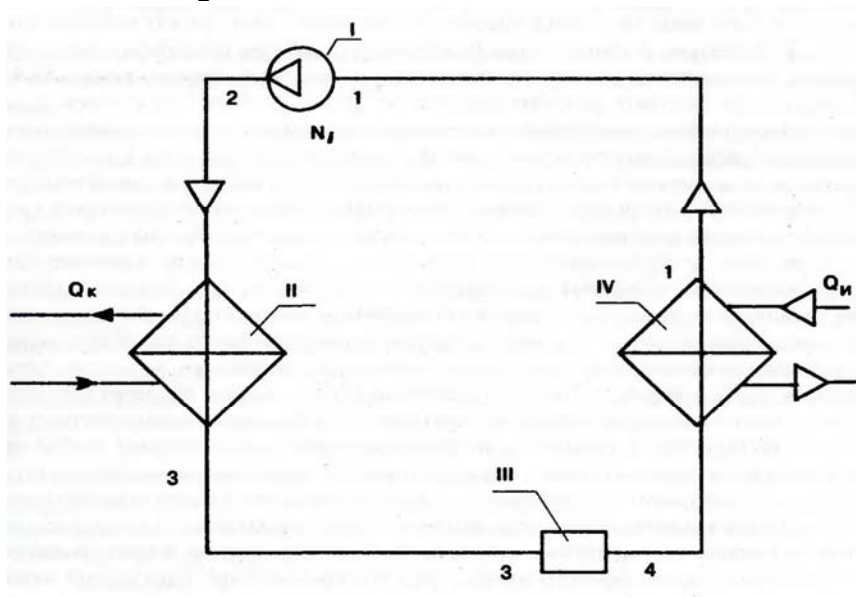


Рис. 16. Схема одноступенчатой парокompрессионной холодильной машины: I – компрессор; II – конденсатор; III – расширительный цилиндр; IV – испаритель

4. Определяют удельные характеристики цикла:

Удельная холодопроизводительность, кДж/кг,

$$q_x = i_1 - i_4.$$

Удельное количество теплоты, отводимое в конденсаторе, кДж/кг,

$$q_k = i_2 - i_3 .$$

Удельная теоретическая работа сжатия в компрессоре, кДж/кг,

$$l_m = i_2 - i_1 .$$

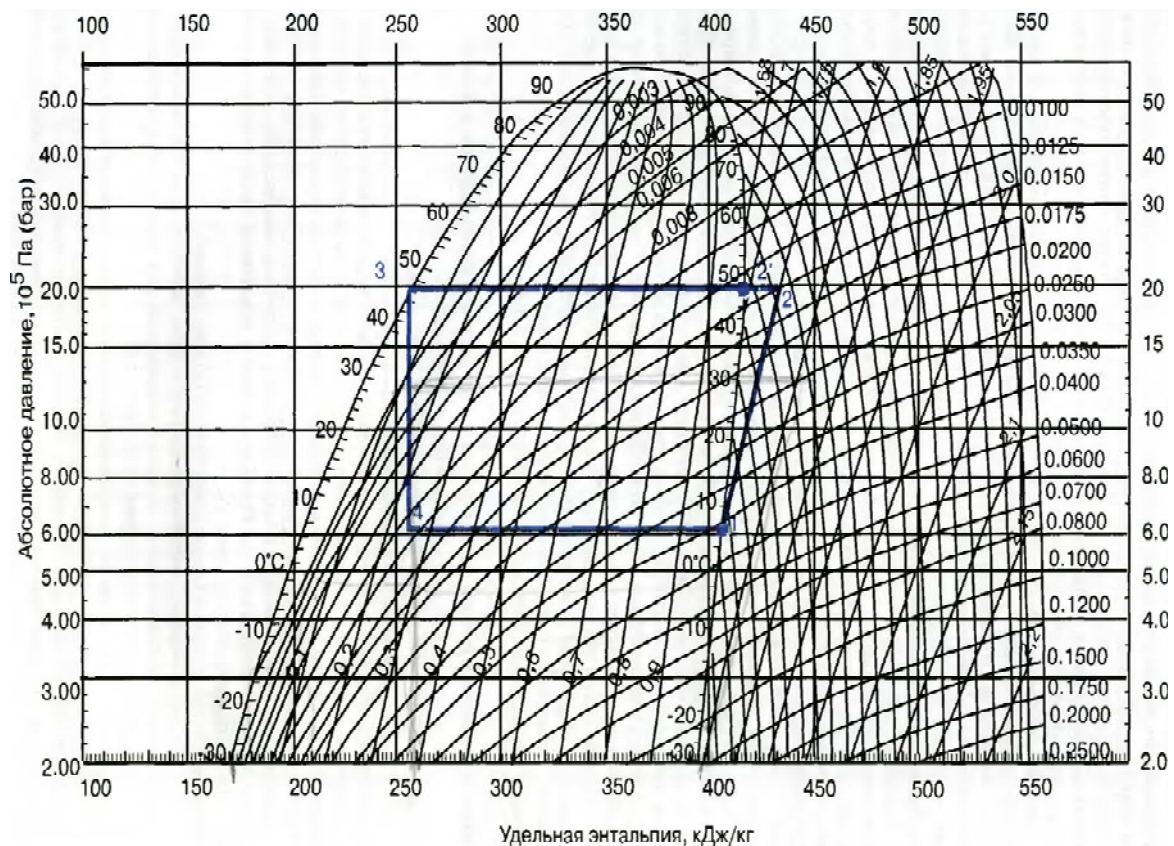


Рис. 17. Теоретический цикл одноступенчатой парокомпрессионной холодильной машины со всасыванием насыщенных паров холодильного агента R 22 на lg (p)-i-диаграмме

5. Холодопроизводительность с учётом запаса составит

$$Q_x = (1,15 \div 1,20) Q_{\text{охл}} .$$

6. Определяем требуемый массовый расход хладона M_x , кг/с:

$$M_x = \frac{Q_x}{q_x} .$$

7. Требуемая объемная производительность компрессора V_k , $\text{м}^3/\text{с}$,

$$V_k = \frac{M_x v_1}{\lambda} ,$$

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

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

$$\lambda = \lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot \lambda_3 \cdot \lambda_4,$$

где λ_1 – объемный коэффициент подачи; определяется отношением объема засасываемых паров к объему, описываемому поршнем. Для фреоновых машин

$$\lambda_1 = 1 - c \left[(P_k/P_n)^{\frac{1}{n}} - 1 \right],$$

где c – 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 канале; у средне-температурных холодильных машин λ_2 находится в пределах 0,98 - 1,0;

λ_3 – коэффициент подогрева, учитывает уменьшение производительности из-за подогрева рабочего вещества при его всасывании и сжатии в цилиндре, $\lambda_3 = \frac{T_n}{T_k}$;

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

По значению V_k выбирают одну или две холодильные машины с компрессором соответствующей производительности V'_k так, чтобы сумма объемных подач компрессоров была на 25 ÷ 30 % больше величины, полученной расчетом.

8. Определяют действительную холодопроизводительность компрессора, кВт:

$$Q_x = M'_x q_x,$$

где M'_x – действительный массовый расход хладагента, кг/с,

$$M'_x = \frac{\lambda V'_k}{v_1}.$$

9. Электрическая мощность компрессора, кВт:

а) теоретическая:

$$N_T = M' \omega,$$

где M' – оптимальный момент на валу электрического двигателя; ω – угловая частота, рад/с.

б) индикаторная:

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_i};$$

в) на валу электродвигателя:

$$N_{\text{э}} = \frac{N_i}{\eta_m \eta_{\text{э}}},$$

где η_i , η_m , $\eta_{\text{э}}$ – коэффициенты полезного действия:

– индикаторный $\eta_i = 0,7 \div 0,8$;

– механический $\eta_m = 0,9$ при $P_k/P_{\text{и}} = 5 \div 7$; $\eta_m = 0,8$ при $P_k/P_{\text{и}} = 11 \div 13$;

– коэффициенты полезного действия для малых электродвигателей $\eta_{\text{э}} = 0,85 \div 0,9$, для крупных $\eta_{\text{э}} = 0,9 - 0,95$.

10. Поверочный расчет конденсатора проводится с целью определения требуемой поверхности теплопередачи и выполнения требования соответствия ее действительной поверхности теплообмена. При этом запас поверхности теплообмена не должен превышать 15 %.

Тепловая нагрузка на конденсатор определяется из уравнения теплового баланса холодильной машины:

$$Q_k = Q_x + N_i,$$

и через удельный расход теплоты на основе цикла холодильной машины:

$$Q_x = M'_x q_x.$$

Выбираем большее значение.

11. Определяют требуемую площадь теплоотдающей поверхности конденсатора, м^2 :

$$F_k = \frac{Q_k}{k_k \Delta t_{\text{ср}}^k},$$

где k_k – коэффициент теплопередачи конденсатора, $\text{кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, для конденсаторов, работающих на хладоне R22, $k_k = 400 \div 650 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$\Delta t_{\text{ср}}^k$ – среднелогарифмический температурный перепад, определяемый по формуле

$$\Delta t_{\text{ср}}^k = \frac{\Delta t_b^k - \Delta t_m^k}{\ln \frac{\Delta t_b^k}{\Delta t_m^k}},$$

где $\Delta t_b^k = t_k - t_{w1}^k$, $\Delta t_m^k = t_k - t_{w2}^k$; t_{w1}^k, t_{w2}^k – температура охлаждающей воды на входе, выходе из конденсатора; $t_{w1}^k = t_{w2}^k - 5$; $t_{w2}^k = t_k - (4 \div 5)$.

При этом температура конденсации не должна превышать 36 °С.

Расход воды, охлаждающей конденсатор,

$$G_B^k = \frac{Q_k}{c_B(t_{B2}^k - t_{B1}^k)}.$$

12. Требуемая площадь поверхности испарителя

$$F_k = \frac{Q_x}{k_{и} \Delta t_{cp}^и},$$

где $k_{и}$ – коэффициент теплопередачи испарителя, величина которого может приниматься равной $500 \div 650 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ при хладагенте R22;

$\Delta t_{cp}^и$ – для испарителя находится аналогично; $\Delta t_b^и = t_{B2}^и - t_{и}$, $\Delta t_m^и = t_{B1}^и - t_{и}$.

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 строениях. 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 помещений 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 и 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 при больших значениях холодопроизводительности.

На рис. 18 представлена одноконтурная схема присоединения воздухоохлаждающей машины к камере орошения.

В схеме без бака при децентрализованном холодоснабжении после использования в камере орошения отпеленная 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.

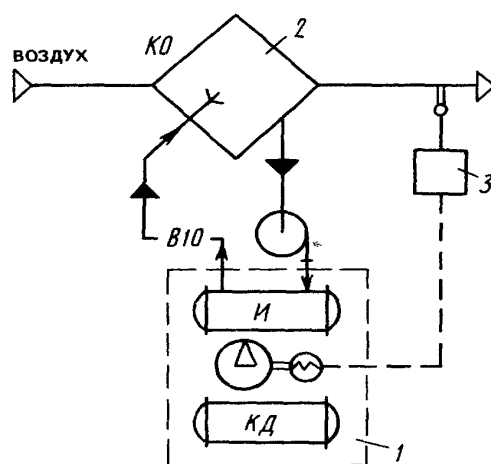


Рис. 18. Одноконтурная схема присоединения воздухоохлаждающей машины к камере орошения: 1 – водоохлаждающая машина; 2 – камера орошения; 3 – блок автоматического регулирования холодопроизводительности

В установках большей производительности и при централизованном холодоснабжении от холодильных станций отпеленная вода из поддона камеры орошения самотеком поступает в бак, расположенный ниже уровня поддонов камеры орошения. При двухконтурной схеме бак имеет два отсека (рис. 19, 20): отпеленной 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 регулируется путем изменения расхода холодной воды с помощью двухходового регулирующего клапана.

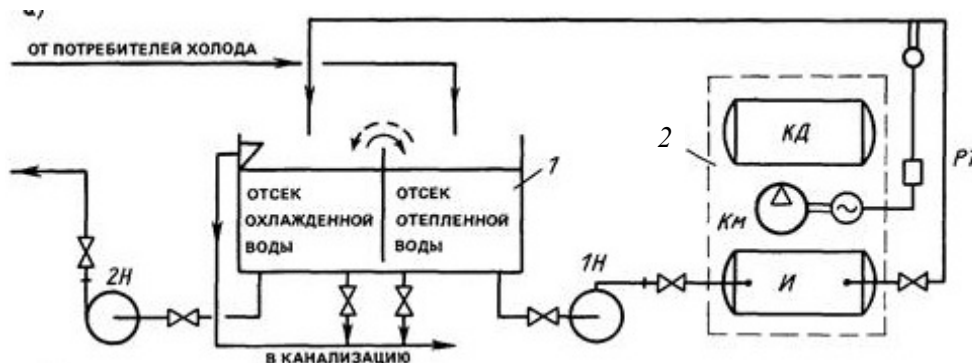


Рис. 19. Двухконтурные схемы циркуляции холодоносителя с открытым двухсекционным баком: 1 – двухсекционный бак; 2 – водоохлаждающая машина

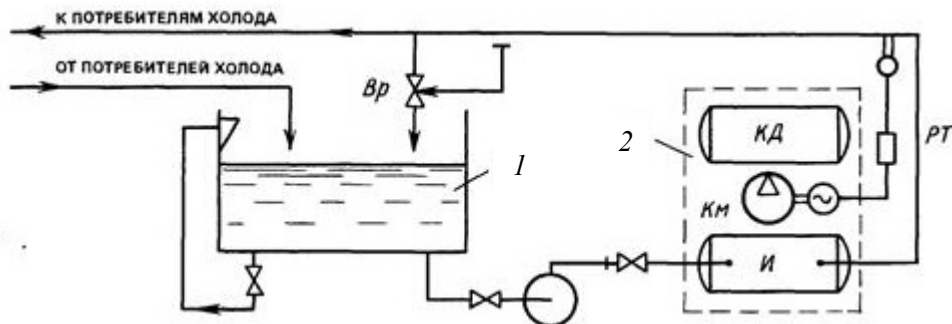


Рис. 20. Двухконтурные схемы циркуляции холодоносителя с открытым односекционным баком; 2 – односекционный бак; 3 – водоохлаждающая машина

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

Напор, развиваемый насосом, определяется 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 принимают ориентировочно.

Насосы для подачи воды в оросительную камеру подбирают по расходу холодной воды и напору, развиваемому насосом, общий напор определяется по формуле

$$H = \Delta h_{\text{тр}} + h + P_{\Phi} / \rho g,$$

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

h – высота подъема воды, м;

P_{Φ} – давление воды перед форсунками, соответствующее расходу воды для достижения значения коэффициента адиабатной эффективности, Па;

ρ – плотность жидкости, кг/м³.

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

$$H = \Delta h_{\text{и}} + h_{\text{б}} + \Delta h_{\text{тр}},$$

где $\Delta h_{\text{и}}$ – потери напора в испарителе, Па;

$h_{\text{б}}$ – высота бака холодной и отепленной воды от всасывающей трубы до перелива, м;

$\Delta h_{\text{тр}}$ – 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 определяется по формуле

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

где Δt – изменение температуры воды от минимального до максимального значения в системе, °С, $\Delta t = t_{\text{макс}} - t_{\text{мин}}$. В режиме охлаждения минимальная температура принимается равной +4 °С, при температуре окружающего воздуха 35 °С;

$V_{\text{с}}$ – объем воды в системе теплохолодоснабжения поверхностных теплообменников, определяется суммированием объема воды в отдельных элементах: испарителе чиллера, трубопроводах, воздухоохладителе при независимом присоединении, водо-водяном теплообменнике, воздухонагревателе или воздухоохладителе, трубопроводах при независимом присоединении;

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

$$P_{\text{макс}} = P_{\text{а}} + P_{\text{раб}} - (P_{\text{н}} + P_1);$$

где $P_{\text{а}}$ – атмосферное давление; $P_{\text{раб}}$ – рабочее давление, допустимое для элементов системы теплохолодоснабжения в низшей точке, кПа; для кожухотрубного испарителя чиллера 1000 кПа (10 бар), для разборного пластинчатого испарителя – 500 кПа (5 бар);

$P_{\text{н}}$ – давление, развиваемое насосом, кПа;

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

Бак подбирается по объему и давлению предварительной настройки $P_{\text{пр}}$;

$P_{\text{мин}}$ – 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:

$$P_{\text{мин}} = P_{\text{а}} + \rho g H + P_{\text{зап}},$$

где ρ – плотность теплоносителя при минимальной температуре, кг/м³;

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

$P_{\text{зап}}$ – запас давления для создания избыточного давления в верхней точке системы, кПа, принимается равным 5 кПа.

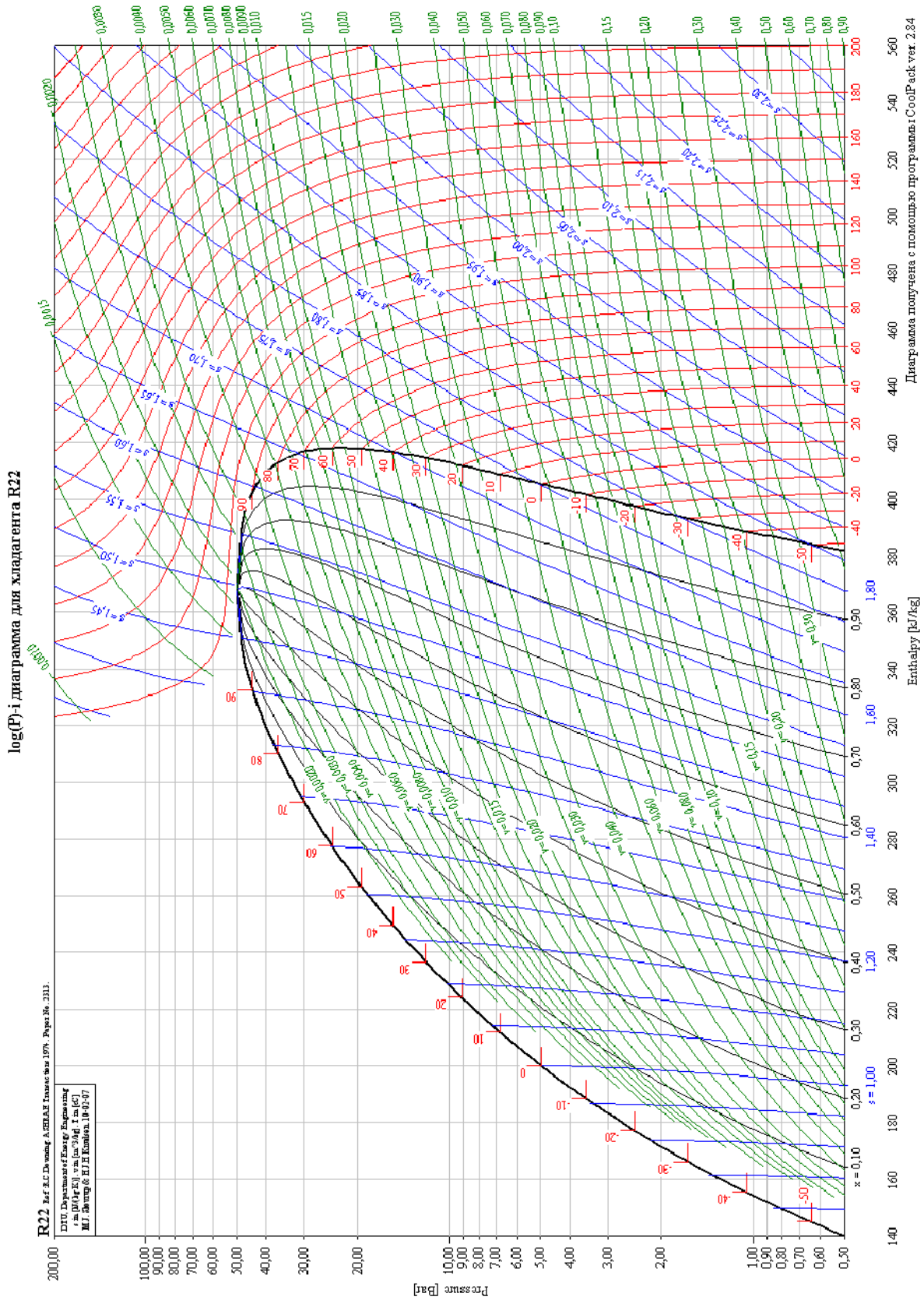
$P_{\text{пр}}$ – абсолютное давление в баке до его подключения к системе, кПа, или давление предварительной настройки, определяется как

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

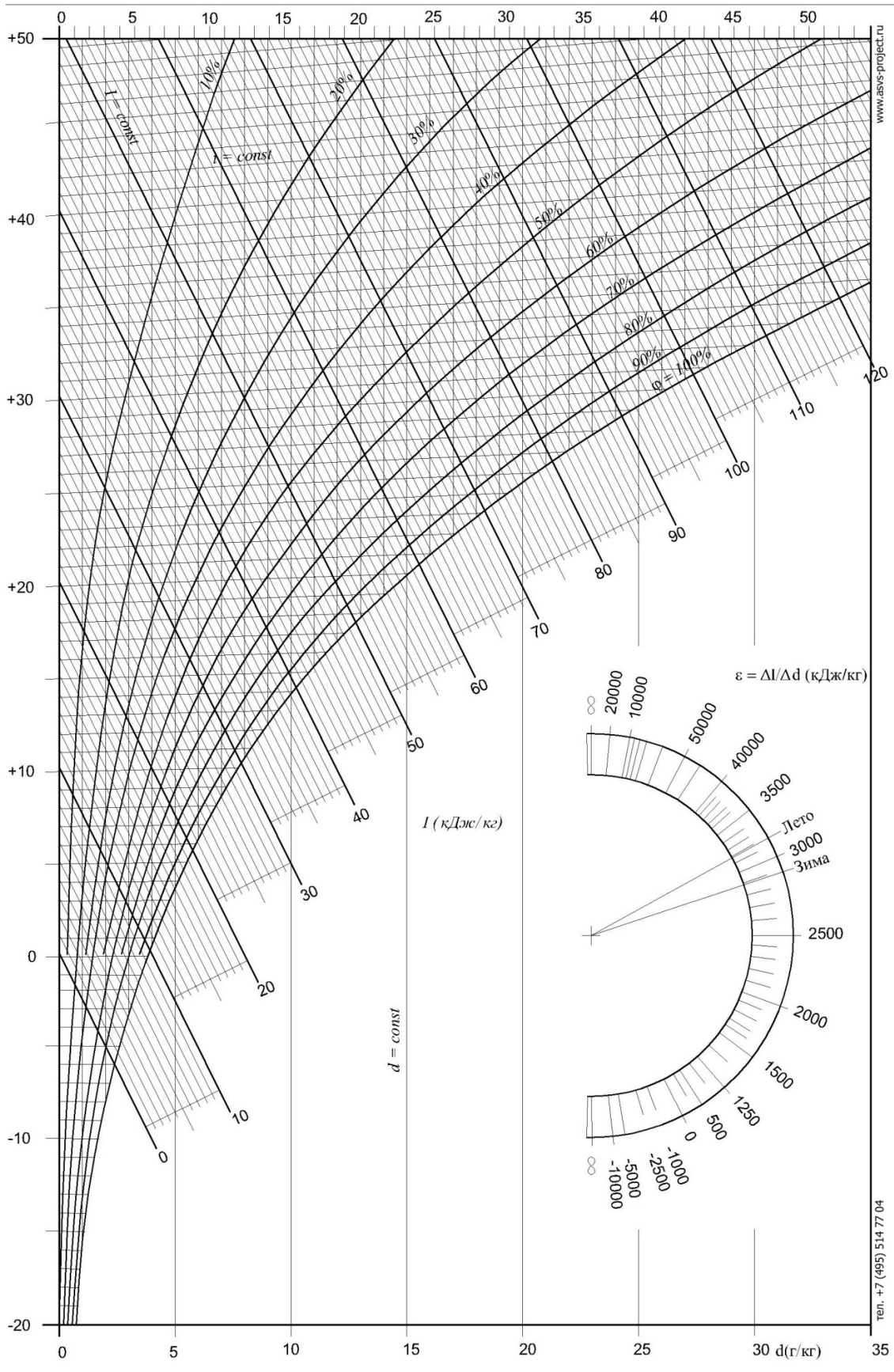
Если расширительный бак устанавливается в верхней части системы, то минимальное давление принимается 150 кПа (1,5 бар) независимо от перепада высоты между точкой установки бака и потребителем (теплообменником). Объем закрытого бака уменьшается при переходе его в верхнюю часть здания.

Приложения

Приложение 1



Логарифмическая i-d-диаграмма микроклимата



Упрощенная i - d -диаграмма микроклимата

Библиографический список

1. СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование. Госстрой России. – М.: ГУП ЦПП, 2000. – 54 с.
2. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 1 / под ред. Н.Н. Павлова. – М.: Стройиздат, 1992. – 319 с.
3. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 2 / под ред. Н.Н. Павлова. – М.: Стройиздат, 1992. – 416 с.
4. Краснов Ю.С., Борисоглебская А.П., Антипов А.В. Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию, испытаниям и наладке. – М.: ТЕРМОКУЛ, 2004. – 370 с.
5. Белова Е.М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. – М.: Евроклимат, 2006. – 639 с.
6. Здания жилые и общественные. Нормы воздухообмена. НП «АВОК» – М.: АВОК СТАНДАРТ, 2002. – 15 с.
7. Методические указания по определению расходов топлива, электроэнергии и воды на выработку теплоты отопительными котельными коммунальных теплоэнергетических предприятий. – М.: Академия коммунального хозяйства им. К.Д. Памфилова, 2002. – 89 с.

Оглавление

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	3
1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ.....	3
2. КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА	4
3. ОСНОВНЫЕ РАЗДЕЛЫ И ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА	5
3.1. Определение расчетных параметров наружного и внутреннего воздуха для теплого и холодного периодов.....	5
3.2. Расчёт тепловлажностного баланса помещения	7
3.3. Выбор принципиальной схемы распределения воздуха в кондиционируемом помещении	16
ПРИЛОЖЕНИЯ	55
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	57

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА
В ГРАЖДАНСКИХ ЗДАНИЯХ

Методические указания к курсовой работе
по дисциплине «Кондиционирование воздуха
и холодоснабжение»

Составители

УГОРОВА Светлана Вениаминовна
БОРОВИЦКИЙ Андрей Александрович
СТАРИКОВ Альберт Николаевич

Ответственный за выпуск – зав. кафедрой профессор В.И. Тарасенко

Подписано в печать 20.09.12.

Формат 60x84/16. Усл. печ. л. 3,49. Тираж 50 экз.

Заказ

Издательство

Владимирского государственного университета
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых.
600000, Владимир, ул. Горького, 87.