

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

**Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Тульский государственный университет»**

Институт горного дела и строительства

Кафедра «Санитарно-технические системы»

Утверждено на заседании кафедры
«Санитарно-технические системы»
« 20 » января 2023 г., протокол № 5

Заведующий кафедрой



Р.А. Ковалев

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

К ПРАКТИЧЕСКИМ ЗАНЯТИЯМ

учебной дисциплины (модуля)

«Кондиционирование воздуха и холодоснабжение»

**основной профессиональной образовательной программы
высшего образования – программы бакалавриата**

по направлению подготовки
08.03.01 – "Строительство"

с профилем
"Теплогазоснабжение и вентиляция"

Форма(ы) обучения: *очная, очно-заочная*

Идентификационный номер образовательной программы: 080301-06-23

Тула 2023 год

Методические указания к практическим занятиям составлены доцентом В.Ф. Рожковым и обсуждены на заседании кафедры «Санитарно-технические системы»

протокол № 5 от « 20 » _____ 01 _____ 2023 г.

Зав. кафедрой _____ Р.А. Ковалев

Методические указания к практическим занятиям пересмотрены и утверждены на заседании кафедры «Санитарно-технические системы»

протокол № _____ от « _____ » _____ 20 г.

Зав. кафедрой _____ Р.А. Ковалев

Методические указания к практическим занятиям пересмотрены и утверждены на заседании кафедры «Санитарно-технические системы»

протокол № _____ от « _____ » _____ 20 г.

Зав. кафедрой _____ Р.А. Ковалев

Цели и задачи практических занятий

1. Закрепление теоретических знаний, полученных по материалам лекций и учебной литературы.
2. Практическое ознакомление с действующими видами инженерных систем общественных зданий.
3. Овладение методами расчётов технико-эксплуатационных показателей работы систем и оборудования и их экономической эффективности.
4. Овладение методами расчётов воздухообмена помещений
5. Умение правильного выбора и построения процессов тепловлажностной обработки воздуха в кондиционерах
6. Умение дать аналитическую оценку конструктивных и эксплуатационных достоинств и недостатков действующих или заданных систем и оборудования на основе результатов работы и сделать вывод о целесообразности и эффективности использования данных видов систем и оборудования.

План практических занятий

Очная форма обучения

№ п/п	Темы практических занятий
<i>7 семестр</i>	
1	Организация воздухообмена в помещениях гражданского здания при его кондиционировании
2	Расчет тепловыделений в кондиционируемых помещениях
3	Расчет газо-влаговывделений в кондиционируемых помещениях
4	Определение требуемой производительности систем кондиционирования воздуха
5	Построение процессов тепловлажностной обработки воздуха в приточном кондиционере в теплый период года
6	Построение процессов тепловлажностной обработки воздуха в приточном кондиционере в холодный период года
7	Построение процессов тепловлажностной обработки воздуха в кондиционере с первой рециркуляцией в теплый период года

Очно-заочная форма обучения

№ п/п	Темы практических занятий
<i>7 семестр</i>	
1	Организация воздухообмена в помещениях гражданского здания при его кондиционировании
2	Расчет тепловыделений в кондиционируемых помещениях
3	Расчет газо-влаговывделений в кондиционируемых помещениях
4	Определение требуемой производительности систем кондиционирования воздуха
5	Построение процессов тепловлажностной обработки воздуха в приточном кондиционере в теплый период года
6	Построение процессов тепловлажностной обработки воздуха в приточном кондиционере в холодный период года

№ п/п	Темы практических занятий
7	Построение процессов тепловлажностной обработки воздуха в кондиционере с первой рециркуляцией в тёплый период года
8	Построение процессов тепловлажностной обработки воздуха в кондиционере с первой рециркуляцией в холодный период года
9	Построение процессов тепловлажностной обработки воздуха в кондиционере с первой и второй рециркуляцией в тёплый период года
10	Построение процессов тепловлажностной обработки воздуха в кондиционере с первой и второй рециркуляцией в холодный период года

Отчёт о проделанной работе

Отчёт о проделанной работе оформляется индивидуально каждым студентом в тетради в следующей последовательности:

Наименование работы.

Цель выполняемой работы.

Исходные данные к работе расчётного характера.

Расчётная часть или принципиальные схемы систем или оборудования (изображаются от руки ручкой или карандашом) с определением некоторых их характеристик.

Вывод по результатам работы.

Каждая выполненная и оформленная работа завершается её устной защитой, на которой студент должен проявить знания по соответствующему теоретическому и практическому разделу изучаемой дисциплины и получить зачёт по данной работе.

Методические указания к проведению практических занятий

I. Организация воздухообмена в помещениях гражданского здания при его кондиционировании

1. Организация воздухообмена

Для обеспечения параметров воздушной среды помещений, установленных санитарными нормами и технологическими требованиями, в зданиях и сооружениях устраивают системы вентиляции с естественным или механическим побуждением, смешанные системы либо системы кондиционирования воздуха.

Количество воздуха, необходимого для обеспечения нормируемых параметров воздушной среды в рабочей или обслуживаемой зоне помещений, определяют расчетом из условия ассимиляции избытков тепла и влаги, уменьшения концентраций вредных паров и газов до допустимых пределов, а также удаления пыли, поступившей в помещения. Минимальное количество наружного воздуха, подаваемого в помещения системами вентиляции и кондиционирования воздуха, рекомендуется принимать в соответствии с табл.1.

Таблица 1.1. Минимальное количество наружного воздуха, подаваемого в помещения

Помещения или отдельные участки и зоны помещений	Объем помещения (участка, зоны) на одного человека, м ³	Минимальное количество наружного воздуха, подаваемого на одного человека, м ³ /ч
Производственные при возможности естественной вентиляции (проветривания)	< 20	30
	≥ 20	20
Производственные без естественной вентиляции (проветривания): а) при подаче системами только наружного воздуха б) при применении систем с рециркуляцией при расчетной кратности воздухообмена: 10 и более менее 10	Любой «««	60, но не менее однократного обмена воздуха в 1 ч То же 60, но не менее 20%*) общего воздухообмена
Общественные и другие при возможности естественной вентиляции (проветривания)	Соответствующих глав ГОСТ 12.1.005-88 СН 2.2.4.548-96	
То же, без естественной вентиляции (проветривания)	То же**)	

*) Допускается уменьшить до 10% при подаче на одного работающего более 120 м³/ч наружного воздуха.

**) В зрительные залы театров, кинотеатров, клубов, Дворцов культуры и других помещений с продолжительностью пребывания людей до 3 ч следует подавать наружный воздух в количестве 20 м³/ч на одного человека.

Подачу приточного воздуха системами вентиляции и кондиционирования воздуха в помещения со значительными избытками явного

тепла, а также в помещения, в которых тепловыделения (значительные и незначительные) сопровождаются выделениями влаги и вредных веществ, проектируют в рабочую или в обслуживаемую зону.

Вредные выделения в виде газов, паров и пыли необходимо удалять непосредственно от мест их образования при помощи местных отсосов. При возможности полного удаления вредных выделений через них проектируют вытяжную общеобменную систему вентиляции. При устройстве вытяжной общеобменной системы вентиляции место расположения вытяжных устройств рекомендуется выбирать в зависимости от характера вредных выделений, руководствуясь данными табл. 2.

Таблица 1.2. Выбор места расположения вытяжных устройств

Характер вредных выделений	Место расположения вытяжных устройств
Значительные тепловыделения	Верхняя зона
Значительные влаговыведения	То же
Значительные выделения паров и газов при плотности их меньше плотности воздуха	Верхняя зона для удаления 2/3 объема воздуха и нижняя зона для удаления 1/2 объема воздуха
То же, при плотности их больше плотности воздуха	Нижняя зона для удаления 2/3 объема воздуха и верхняя зона для удаления 1/2 объема воздуха
Значительные пылевыведения	Нижняя зона
Совместное выделение тепла и газов	Верхняя зона
Совместное выделение пыли и тепла от сосредоточенных высокотемпературных источников	То же
Вредные выделения в жилых, общественных и вспомогательных зданиях	«

2. Тепловой режим помещения

Порядок проектирования систем регулирования микроклимата. Проектирование систем кондиционирования микроклимата состоит в расчете требуемых тепловых режимов здания при различных способах обеспечения. Нахождение наиболее эффективного и экономичного решения проводят в такой последовательности: 1) устанавливают расчетные (допустимые или оптимальные) внутренние тепловые условия и требуемую их обеспеченность; 2) определяют расчетные параметры наружного климата; 3) рассчитывают теплопоступления через наружные ограждения, бытовые и технологические тепло- и влаговыведения и составляют тепловой баланс помещения; 4) проверяют расчетом возможность обеспечения требуемых внутренних условий с помощью естественного режима при различных конструктивно-планировочных решениях по защите от перегрева и вентилированию; 5) в случае необходимости устройства системы регулируемого кондиционирования с искусственным охлаждением, определяют расчетную производительность и режим регулирования системы кондиционирования, обеспечивающие поддержание оптимальных условий в помещении.

При определении теплового и влажностного балансов помещения учитывают: а) поступление тепла от производственного оборудования, электродвигателей, искусственного освещения, нагревательных приборов отопления, а также поступление (удаление) тепла от нагретых (охлажденных) материалов или полуфабрикатов и от химических реакций; б) выделение тепла и влаги людьми; в) поступление (потери) тепла через внешние и внутренние ограждения; г) поступление тепла солнечной радиации через светопрозрачные ограждения; д) выделение или поглощение влаги, что во многих случаях сопровождается поглощением или выделением тепла.

Первая часть расчета состоит в определении максимума избытка тепла или тепла и влаги в помещении при расчетных параметрах наружного воздуха для теплого периода года, так как эта величина служит основанием для выбора производительности системы вентиляции или кондиционирования воздуха и расчетов сетей системы. Вторая часть расчета состоит в определении наименьших избытков или наибольших недостатков тепла и соответствующих избытков влаги при расчетных параметрах наружного воздуха для холодного периода года, служащих для расчета воздухообмена и для расчета нагрузок на калориферы и теплосети в этот период года.

В большинстве случаев производительность систем вентиляции и кондиционирования воздуха, а следовательно, затраты на их сооружение и эксплуатацию определяются избытками тепла и влаги в помещении.

2.1. Тепловой баланс помещения в здании

Теплопоступления в помещения жилых и общественных зданий складывается в основном из теплопоступлений от людей, через наружные ограждения (в теплый период), от искусственного освещения, от потребляемой электрической мощности технического оборудования, расположенного в помещении, и от других источников тепла (горячей пищи, нагретых поверхностей оборудования или горячей воды и пр.) При расчетах для определения максимальной тепловой нагрузки следует задавать одновременные теплопоступления от всех источников.

Теплопотери помещения складываются из величин: теплопотерь через наружные ограждения, теплопотерь инфильтрации воздуха через наружные ограждения, теплопотерь на нагрев воздуха, врывающегося в помещение через периодически открываемые наружные двери.

Разность теплопоступлений и теплопотерь в помещении называется теплоизбытками ($Q_{\text{изб}}$) или теплонедостатками ($Q_{\text{нед}}$). Эти величины определяются в результате составления уравнения теплового баланса.

Уравнение теплового баланса представляет собой сумму всех теплопоступлений и теплопотерь помещения, которая по закону сохранения энергии равна нулю:

$$\sum Q_{\text{пост}} - \sum Q_{\text{пот}} = 0, \quad (2.1)$$

где $\sum Q_{\text{пост}}$ – сумма теплопоступлений в помещение;

$\sum Q_{\text{пот}}$ – сумма теплопотерь помещения.

Величины $Q_{\text{изб}}$ и $Q_{\text{нед}}$ находят по формулам

$$Q_{\text{изб}} = \Sigma Q_{\text{пост}} - \Sigma Q_{\text{пот}} > 0; \quad (2.2)$$

$$Q_{\text{нед}} = \Sigma Q_{\text{пот}} - \Sigma Q_{\text{пост}} < 0. \quad (2.3)$$

В первом случае роль вентиляции заключается в ассимиляции избыточного тепла, во втором – в совмещении функций отопления (воздушное отопление).

Так как в данном курсовом проекте вентиляция не совмещена с отоплением, то тепло, теряемое зданием в холодный период года, компенсируется нагревательными приборами систем отопления. Поэтому в курсовом проекте производить расчет теплотерь не требуется.

Для защиты зон помещений вблизи наружных дверей от переохлаждений при прорыве наружного воздуха следует предусматривать у ворот или наружных дверей устройство воздушных завес в соответствии с СП 60.13330.2012.

2.2. Расчет поступлений теплоты в помещения

2.2.1. Теплопоступления от людей

От людей в помещения поступает явная теплота (за счет лучисто-конвективного теплообмена с воздухом и поверхностями помещения) и скрытая теплота (выделяемая с влагой выдыхаемого воздуха и за счет испарений с поверхности кожи). Полная теплота равна сумме явной и скрытой теплоты. Теплопоступления от людей определяются теплопродукцией, зависящей от тяжести выполняемой работы; температурой и влажностью окружающего воздуха, его подвижностью; теплоизолирующими свойствами одежды и ее паропроницаемостью; особенностями терморегуляции самого человека. Теплопродукция человека и его способность к терморегуляции зависят от пола и возраста.

$$Q_{\text{пол}} = Q_{\text{яв}} + Q_{\text{ск}}; \quad (2.4)$$

$$Q_{\text{яв}} = 3,6 \cdot q_{\text{яв}} \cdot n \quad Q_{\text{пол}} = 3,6 \cdot q_{\text{пол}} \cdot n,$$

где $Q_{\text{пол}}, Q_{\text{яв}}, Q_{\text{ск}}$ – тепловыделения от людей соответственно полные, явные, скрытые кДж/ч ; $q_{\text{пол}}, q_{\text{яв}}$ – тепловыделения одним человеком (соответственно полные и явные), принимаемые в зависимости от интенсивности физической нагрузки у людей и температуры в помещении, Вт , принимаются по табл. 2.1; n – количество людей в помещении, чел.

В табл. 2.1 приведены данные о тепловыделениях взрослого мужчины в легкой одежде при различных температурах воздуха в помещении и различных видах деятельности. Теплопоступления от женщин считаются равными 85% от величины, указанной в табл. 2.1, от детей до 10 лет — 75%. Теплопоступления от людей в верхней одежде следует вводить в расчет с коэффициентом 0,75.

Следует суммировать тепловыделения от людей, занятых трудовой деятельностью различных категорий и находящихся в одном помещении.

Таблица 2.1. Количества тепла, Вт, влаги, г/ч, и диоксида углерода, г/ч, выделяемых человеком

Показатели	Значения параметров при температуре воздуха в помещении. °С					
	10	15	20	25	30	35
В состоянии покоя (в театрах, клубах, залах собраний)						
Теплота: явная	140	120	90	60	40	10
полная	165	145	120	95	95	95
Влага	30	30	40	50	75	115
Двуокись углерода	23	23	23	23	23	23
При легкой работе (учреждения, вузы, персонал поликлиник, покупатели магазинов, посетители кафе швейное производство, приборостроение. машиностроение, полиграфическая промышленность и др.)						
Теплота: явная	150	120	100	65	40	5
полная	180	160	150	145	145	145
Влага	40	55	75	115	150	200
Двуокись углерода	25	25	25	25	25	25
При работе средней тяжести (стоячая работа персонала магазинов, кафе, столовых, мастерских, ткацко-прядельное производство, механо-сборочные, деревообрабатывающие, сварочные цехи)						
Теплота: явная	165	135	105	70	40	5
полная	215	210	205	200	200	200
Влага	70	110	140	185	230	280
Двуокись углерода	35	35	35	35	35	35
При тяжелой работе (кузнечные, литейные, термические, мартеновские, прокатные цехи)						
Теплота: явная	200	165	130	95	50	10
полная	290	290	290	290	290	290
Влага	135	185	240	295	355	415
Двуокись углерода	45	45	45	45	45	45

2.2.2. Тепловыделения от источников искусственного освещения

Принято считать, что вся энергия, затрачиваемая на освещение, переходит в теплоту, нагревающую воздух помещения; при этом пренебрегают частью энергии, нагревающей конструкции здания и уходящей через них.

Количество тепла, выделяемое источниками искусственного освещения, определяют по электрической мощности светильников. В тех случаях, когда мощность светильников известна, тепловыделения от источников света $Q_{осв}$, кДж/ч, можно определить по формуле:

$$Q_{осв} = 3,6 \cdot N_{осв} \cdot \eta_{осв}, \quad (2.5)$$

если мощность светильников не известна,

$$Q_{осв} = 3,6 \cdot F \cdot q_{осв} \cdot \eta_{осв}, \quad (2.6)$$

где $N_{осв}$ – установленная мощность освещения, Вт; F – площадь пола помещения, м²; $q_{осв}$ – максимально допустимая удельная установленная мощность освещения, Вт/м². Определяется по табл.2.2; $\eta_{осв}$ – доля тепла, поступающая от светильника в различные зоны помещения, определяется по табл. 2.3.

Если в помещении предусматривается подача приточного воздуха, не возмущающая верхнюю зону помещения, из которой осуществляется вытяжка, то $\eta_{осв}$ можно определить по графе 3 табл.2.3. В противном случае следует считать все тепло поступающим в помещение ($\eta_{осв}$ определяется по графе 2 табл. 2.3). Если светильник расположен в пределах вентилируемого подшивного потолка или чердака, $\eta_{осв}$ определяется по графе 4 табл. 2.3 вне зависимости от схемы подачи и удаления воздуха из помещения. При установке вентилируемых плафонов, через которые осуществляется вытяжка, $\eta_{осв}$ определяется по графе 5 табл. 2.3.

Если осветительная арматура и лампы находятся вне пределов помещения (чердачные помещения бесфонарного здания, остекленные стены и т.д.), то доля тепла, поступающего в помещение $\eta_{осв}$, составляет 0,5 при люминесцентных лампах и 0,2 при лампах накаливания.

Тепловыделения от источников освещения рабочих мест учитывают независимо от периода года и времени суток, а от источников общего освещения – с учетом времени суток и архитектурно-планировочных решений.

Таблица 2.2 Максимальная удельная установленная мощность освещения

$q_{осв}$, Вт/м²

Наименование помещения	$q_{осв}$, Вт/м ²
Кабинеты и рабочие комнаты, офисы, машинописные бюро	25
Проектные комнаты и залы, конструкторские и чертежные бюро	35
Помещения для ксерокопирования, электрофотографирования и т.п.	25
Помещения для работы с дисплеями, видеотерминалами, мониторами, серверные, помещения межбанковских электронных расчетов, помещения для электронной почты	25
Читальные залы	25
Операционные и кассовые залы банковских и страховых учреждений	35
Помещения отдела инкассаций	20
Классные комнаты, аудитории, учебные кабинеты, лаборатории, лаборантские, кабинеты информатики и вычислительной техники различных образовательных учреждений	25
Групповые, игральные, столовые, комнаты для музыкальных и гимнастических занятий детских дошкольных учреждений	25
Обеденные залы столовых, закусочных, кафетериев, буфетов, ресторанов 2-й категории	14
Обеденные залы ресторанов 1-й категории	20
Помещения приготовления пищи, резки хлеба, моечные	25
Залы парикмахерских	25
Залы заседаний, спортивные залы, фойе театров	25
Палаты и спальные комнаты санатория	12
Номера гостиниц	12
Крытые бассейны, фойе клубов и кинотеатров	20
Мастерские по ремонту часов, ювелирных изделий, радиоаппаратуры, бытовых машин и приборов, пошивочные, обувные:	
• общее освещение	20
• на рабочем месте	52
Залы обслуживания посетителей аптек	14
Репетиционные залы досуговых и любительских клубов	11
Зрительные залы клубов	12
Торговые залы магазинов:	
• супермаркетов	35
• продовольственных	25
• промтоварных	20
• хозяйственных	14
Помещения хранения автомобилей	10

Примечания:

1. В теплый период года тепло от искусственного освещения, как правило, не учитывают. Исключение составляет помещение, не имеющее окон, помещения торговых залов магазинов, помещения многопролетных зданий при отсутствии верхнего естественного света и помещения, режим работы, которых вечерний или ночной.

2. Частичный учет тепла от искусственного освещения в теплый период года с коэффициентом 0,3-0,5 возможен в помещениях обеденных и актовых залах, в фойе и других подобных помещениях, в которых часть светильников работает днем

Таблица 2.3. Доли тепла, $\eta_{\text{осв}}$, излучаемого источником света, поступающие в рабочую (числитель) и верхнюю (знаменатель) зоны помещения

Тип источника освещения	Способ установки светильника			
	у потолка	> 0,5 м от потолка	за подшивным потолком	вентилируемый светильник
1	2	3	4	5
Лампы накаливания	1/0	0,9/0,1	0,85/0,15 ¹	0,8/0,2
Люминесцентные лампы	1/0	0,7/0,3	0,6/0,4 ¹	0,5/0,5

¹ В знаменателе указана доля тепла, поступающая в пространство подшивного потолка

2.3.3. Теплопоступления от солнечной радиации

Теплопоступления от солнечной радиации, через световые проемы и через покрытия учитываются в тепловом балансе для теплого периода года, для наиболее жаркого месяца года и расчетного времени суток.

Расчетным часом суток для выбора воздухообмена является час, когда ожидаются самые большие теплоизбытки в помещении, т.е. когда наиболее суммарные теплопоступления от солнечной радиации и прочих источников теплопоступлений. Час максимальных тепловыделений по технологическим условиям указывается в задании на разработку проекта.

А. Теплопоступления от солнечной радиации через световые проемы

Максимальные теплопоступления от солнечной радиации через окна, фонари, витражи, остекленные части балконных и входных дверей в здание $Q_{\text{ср}}$, кДж/ч, происходят в периоды максимального солнечного облучения наружной поверхности соответствующего ограждения. Эти поступления теплоты складываются из тепла солнечной радиации, непосредственно прошедшей через остекленную часть конструкции ограждения $Q_{\text{n.p}}$, и из теплового потока за счет теплопередачи через заполнение Q_{mn}

При проектировании вентиляции, в том числе и с (адиабатическим) охлаждением приточного воздуха, поступление тепла в помещение за счет солнечной радиации и разности температур наружного и внутреннего воздуха, через световые проемы $Q_{\text{с.р}}$, кДж/ч, следует определить по формуле:

$$Q_{\text{с.р}} = Q_{\text{n.p}} + Q_{\text{m.n}}, \quad (2.7)$$

Первое слагаемое этой суммы находим по формуле

$$Q_{n,p} = 3.6 \cdot (q_n \cdot K_{инс} + q_p \cdot K_{обл}) \cdot A_{ок} \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot \beta_3, \quad (2.8)$$

где q_n, q_p — максимальная интенсивность прямой и рассеянной солнечной радиации, падающей на светопроем, Вт/м². В зависимости от географической широты района строительства и ориентации ограждения определяется по табл. 2.4; $A_{ок}$ — площадь светопроема, м²; β_1 — коэффициент теплопропускания окон с учетом затенения непрозрачной частью (переплетами) заполнения светопроема, определяется по табл. 2.5; β_2 — коэффициент теплопропускания прозрачной частью заполнения светопроема, определяется по табл. 2.6; β_3 — коэффициент теплопропускания нестационарными солнцезащитными устройствами, определяется по табл. 2.7; $K_{обл}$ — коэффициент облучения поверхности светопроема рассеянной радиацией $K_{обл} = 0,85$; $K_{инс}$ — коэффициент инсоляции, учитывающий долю прошедшего потока падающей на вертикальный световой проем прямой солнечной радиации после затенения наружными козырьками или вертикальными ребрами. При отсутствии козырьков о вертикальных ребер $K_{инс} = 1$

Таблица 2.4. Максимальная солнечная радиация (прямая q_n / рассеянная q_p) на горизонтальную и различно ориентированные вертикальные поверхности при безоблачном небе в июле, Вт/м²

Географическая широта, град.с.ш	Горизонтальная поверхность	Ориентация по сторонам света вертикальной поверхности				
		южная	юго-восточная и юго-западная	восточная и западная	северо-восточная и северо-западная	северная
40	778/140	257/110	425/146	561/179	428/154	104/95
44	761/133	314/114	467/148	579/177	424/149	125/80
48	733/133	370/120	497/151	590/175	437/133	141/75
52	719/133	424/123	521/154	607/174	449/131	155/73
56	691/126	479/124	551/145	621/165	460/125	159/71
60	663/105	534/123	579/137	632/149	469/116	165/68
64	628/91	582/121	622/135	655/145	490/101	170/65
68	607/91	637/121	663/134	669/143	541/106	186/60

Таблица 2.5. Коэффициенты теплопропускания окна β_1 с учетом затенения непрозрачной частью заполнения светопроема

№ п/п	Конструкция переплета	β_1	
		для деревянного и ПВХ переплета	для металлического переплета
1	Одинарный переплет	0,8	0,9
2	Однокамерный стеклопакет	0,8	0,9
3	Двухкамерный стеклопакет	0,78	0,85
4	Спаренный переплет	0,75	—
5	Однокамерный стеклопакет и отдельный переплет	0,75	—
6	Двухкамерный стеклопакет и отдельный переплет	0,73	—
7	Отдельный переплет двойного остекления	0,65	0,8
8	Отдельно-спаренный переплет	0,5	0,7
9	Два однокамерных стеклопакета в спаренных переплетах	0,7	—
10	Два однокамерных стеклопакета в отдельных переплетах	0,6	—
11	Два спаренных переплета в отдельных переплетах	0,5	—

Таблица 2.6. Коэффициент теплопропускания β_2 прозрачной частью заполнения светопроема

№ п/п	Заполнение проема*	β_2
1	Одинарное остекление из обыкновенного стекла:	
	толщиной 2,5 – 3,5 мм	0,95
	толщиной 4 – 6 мм	0,9
	толщиной 8 – 12 мм	0,855
2	из стекла толщиной 2,5 – 3,5 мм с твердым или мягким селективным покрытием	
	Двойное остекление из обыкновенного стекла:	
	толщиной 2,5 – 3,5 мм	0,85
	толщиной 4 – 6 мм	0,76
3	из стекла толщиной 2,5 – 3,5 мм с твердым или мягким селективным покрытием	0,57
	из органического стекла для зенитных фонарей	0,9
	Тройное остекление из обыкновенного стекла:	
	толщиной 2,5 – 3,5 мм	0,76
4	толщиной 4 – 6 мм	0,66
	из стекла толщиной 2,5 – 3,5 мм с твердым или мягким селективным покрытием	0,51
	из органического стекла для зенитных фонарей	0,83
	Четверное остекление из обыкновенного стекла:	
5	толщиной 2,5 – 3,5 мм	0,72
	из стекла толщиной 2,5 – 3,5 мм с твердым или мягким селективным покрытием	0,48
6	Профильное стекло коробчатого сечения	0,75
6	Блоки стеклянные пустотные с шириной швов 6 мм:	
	размером 194×194×98	0,65
	244×244×98	0,7

*Заполнение стеклопакета аргоном не влияет на его лучепропускающую способность

Таблица 2.7. Коэффициент теплопропускания β_3 солнцезащитными устройствами

Солнцезащитные устройства	β_3
<i>А. Наружные:</i>	
штора или маркиза из светлой ткани	0,15
штора или маркиза из темной ткани	0,20
ставни-жалюзи с деревянными пластинами	0,10/0,15
шторы-жалюзи с металлическими пластинами	0,15/0,20
<i>Б. Межстекольные непрветриваемые:</i>	
шторы-жалюзи с металлическими пластинами	0,30/0,35
штора из светлой ткани	0,25
штора из темной ткани	0,40
<i>В. Внутренние:</i>	
шторы-жалюзи с металлическими пластинами	0,60/0,70
штора из светлой ткани	0,40
штора из темной ткани	0,80

Примечания: 1. Коэффициенты теплопропускания даны дробью: в числителе – для жалюзи с пластинами под углом 45°, в знаменателе – для жалюзи с пластинами под углом 90° к плоскости проема.

2. Коэффициенты теплопропускания межстекольными прветриваемыми солнцезащитными устройствами в два раза ниже приведенных коэффициентов для межстекольных непрветриваемых устройств.

Теплопоступления через заполнения светопроемов за счет теплопередачи в результате разности температур и нагрева стекол солнцем определяется только в том случае, если температура воздуха в помещении ниже наружной. В курсовом проекте температура воздуха в расчетных

помещениях принимается выше наружной, поэтому расчет второго слагаемого в формуле (2.7) не требуется.

Б. Теплопоступление через покрытие

Поступление тепла в помещение в теплый период года, через совмещенные покрытия зданий и сооружений для любого расчетного часа суток $Q_{m.n}$, кДж/ч, определяется по формуле:

$$Q_{m.n} = 3,6 \cdot (t_{усл} - t_{в}) \cdot A_{одр} \cdot K = 3,6 \cdot \left[t_{н} + \frac{(q_n + q_p) \cdot P}{\alpha_n} - t_y \right] \cdot A_{одр} \cdot K, \quad (2.11)$$

где t_n — расчетная температура наружного воздуха, °С; q_n , q_p — максимальная интенсивность прямой и рассеянной солнечной радиации, падающей на горизонтальную поверхность, Вт/м². В зависимости от географической широты района строительства определяется по табл. 2.4; $A_{одр}$ — площадь покрытия, м²; P — коэффициент поглощения солнечной радиации наружной поверхностью покрытия: для асфальтового покрытия $P = 0,9$; для рубероида с алюминиевой покраской $P = 0,5$; с серой песчаной посыпкой $P = 0,9$; с красной песчаной посыпкой $P = 0,95$; для толи $P = 0,85$; для шифера серебристо-серого $P = 0,75$; t_y — расчетная температура удаляемого воздуха под перекрытием, °С; K — коэффициент теплопередачи покрытия, $K = 1/R_o$, Вт/(м² · °С); α_n — коэффициент теплоотдачи наружной поверхностью покрытия, Вт/м², определяется по формуле:

$$\alpha_n = 1,16 \cdot (5 + 10 \cdot \sqrt{g}), \quad (2.12)$$

где g — расчетная скорость ветра, м/с, для теплого периода, принимается по [6]; R_o — сопротивление теплопередачи заполнения светопроема, (м²·°С/Вт), определяемое теплотехническим расчетом или принимается не менее нормируемых значений сопротивления теплопередачи заполнения светопроема $R_{норм}$: $R_{норм}$, - определяется в зависимости от градусо-суток отопительного периода района строительства (табл. 4 [8]).

Градусо-сутки отопительного периода, ГСОП, определяют по формуле

$$\text{ГСОП} = (t_{в} - t_{ср.от.п}) \cdot Z_{от}, \quad (2.13)$$

где $t_{в}$ — расчетная температура воздуха в помещении, °С; $t_{ср.от.п}$ — средняя температура отопительного периода, °С, принимается по [10]; $Z_{от}$ — продолжительность отопительного периода в сутках, принимается по [10].

Тогда $R_{норм}$ определяется по формулам:

для жилых, лечебно-профилактических и детских учреждений, школ, интернатов, гостиниц и общежитий

$$R_{норм} = 2,2 + 0,0005 \times \text{ГСОП}. \quad (2.14)$$

для общественных, кроме указанных выше, административных и бытовых, производственных и других зданий и помещений

$$R_{\text{норм}} = 1,6 + 0,0004 \times \text{ГСОП}. \quad (2.15)$$

Параметры удаляемого воздуха являются функцией параметров воздуха в рабочей зоне помещения (высотой 1,5 м от пола), высоты помещения и интенсивности выделения тепла и влаги в помещении.

Температура, удаляемого воздуха может быть определена по формуле:

$$t_y = t_b + \text{grad}t(H_{\text{п}} - 1,5), \quad (2.16)$$

где $H_{\text{п}}$ – высота помещения, м; $\text{grad}t$ – температурный градиент, принимается в зависимости от теплонапряженности помещения по [5] или по табл. 2.8.

Таблица 2.8. Градиенты температуры воздуха по высоте помещений жилых и общественных зданий

Удельные избытки явного тепла		gradt
кДж/(м ³ ·ч)	ккал/(м ³ ·ч)	
Более 80	Более 20	0,8 ÷ 1,5
40 – 50	10 – 20	0,3 ÷ 1,2
Менее 40	Менее 10	0,0 ÷ 0,5

2.3.4. Тепловыделения от электрического оборудования

Теплопоступления от электрического оборудования Q_{30} , Вт, в помещение определяются по общей электрической мощности оборудования с учетом его загрузки, эффективности работы местных отсосов, установленных над ним, и одновременности работы:

$$Q_{э.о} = 1000 \cdot K_o \cdot \Sigma N_{об} \cdot K_з \cdot (1 - K_{укр}), \quad (2.21)$$

где $N_{об}$ — установленная мощность электрического оборудования, каждого типа, кВт; K_o — коэффициент одновременности работы электрооборудования в расчетном помещении. K_o обычно задается в технологическом задании на проектирование. Ориентировочно можно принимать: для горячих цехов столовых $K_o = 0,8$, для ресторанов 0,7; $K_з$ — коэффициент загрузки теплового электрооборудования. Для встроенно-пристроенных к жилым зданиям помещений значения $K_з$ определяются технологическим заданием $K_з = 0,5 \div 0,8$; $K_{укр}$ — коэффициент эффективности работы локализирующего местного отсоса. При устройстве приточно-вытяжной локализирующей вентиляции $K_{укр} = 0,75$, завес 0,45, вытяжных зонтов 0,5.

Следует отметить, что теплопоступления от электрического оборудования являются доминирующими при определении избытков полной теплоты, так как при работе оборудования (за счет его электрической мощности) образуются избытки влаги вследствие испарения жидкости, например, из варочных котлов горячих цехов предприятий общественного питания.

2.3.5 Тепло, выделяемое остывающей горячей пищей

Поступление явной теплоты от остывающей пищи в торговых залах столовых, кафе и ресторанов определяется по формуле

$$Q_{\text{пищ.я}} = \frac{q_n c_n (t_{н.н} - t_{к.н}) n}{z_n} \quad (2.22)$$

где q_n – средняя масса всех блюд на одного обедающего (обычно равна 0,85 кг); c_n – средняя теплоемкость блюд, входящих в состав обеда (обычно равна 3,35 кДж/(кг·°С)); $t_{н.н}$, $t_{к.н}$ – начальная и конечные температуры; пищи, поступающей в обеденный зал (70 и 40 °С); z_n – продолжительность принятия пищи одним человеком (для ресторанов 1 час, для столовых 0,5 - 0,75 часа, для столовых самообслуживанием 0,3 часа); n – число мест в обеденном зале.

Так как условно считается, что поступления скрытой теплоты равны поступлениям явной, то полные теплоизбытки от остывающей пищи $Q_{\text{пищ.п}}$, кДж/ч, равны

$$Q_{\text{пищ.п}} = 2 \cdot Q_{\text{пищ.я}}$$

3. Расчет поступления в помещение вредных веществ

3.1. Определение влагопоступления

3.1.1. Поступление влаги от людей

Влага от людей поступает в помещения в результате испарения с кожи и с выдыхаемым воздухом. Так же как и тепловыделения, влагопоступления от людей зависят от многих факторов. В таблицах, используемых в вентиляционных расчетах, приводятся данные по влаговыделениям в зависимости от температуры окружающего воздуха, и интенсивности выполняемой людьми работы (см. табл. 6.1). Для определения массы поступившей от людей влаги $W_{\text{люд}}$, г/ч, суммируют влаговыделения от людей, занятых деятельностью, отнесенной к различным категориям:

$$W_{\text{люд}} = m_{\text{пок}} \times n_{\text{пок}} + m_{\text{л}} \times n_{\text{л}} + m_{\text{ср}} \times n_{\text{ср}} \quad (3.1)$$

где $m_{\text{пок}}$, $m_{\text{л}}$, $m_{\text{ср}}$ — количество влаги, выделяемой человеком соответственно в покое, при легкой работе и при работе средней тяжести, г/ч, (определяется по табл. 2.1); $n_{\text{пок}}$, $n_{\text{л}}$, $n_{\text{ср}}$ — число людей, соответственно находящихся в покое, занятых легкой работой или работой средней тяжести.

При расчетах для определения количества влаги, поступающей от женщин, к табличному значению вводится коэффициент 0,85 и коэффициент 0,75 для определения влаговыделений от детей до 10 лет. Если люди находятся в помещении в верхней одежде, вводится дополнительный коэффициент 0,75.

3.1.2. Выделение влаги от остывающей пищи

Количество испаряющейся влаги $W_{\text{вл}}$, кг/ч, от остывающей пищи в торговых залах столовых, кафе и ресторанов определяется по величине скрытых теплоизбытков, условно принимаемых равными явным, по формуле

$$W_{\text{вл}} = \frac{K \cdot Q_{\text{пищ.ск}}}{(2500 + 1,8t_n)}, \quad (3.2)$$

где $Q_{\text{пищ.ск}}$ – тепловыделения от горячей пищи, кДж/ч, определяются по формуле 2.22; K – понижающий коэффициент, учитывающий наличие на пище жировой пленки, которая затрудняет испарение влаги. Коэффициентом K учитывается также неравномерность потребления пищи. Обычно $K = 0,34$; 2500 – удельная теплота испарения воды при 0°C , кДж/кг; $1,8$ – теплоемкость водяных паров, кДж/кг $^\circ\text{C}$; t_n – средняя температура пищи (равна 55°C).

3.2. Определение газовыделений

Основной газообразной вредностью в помещениях жилых и общественных зданий является углекислый газ, выделяемый при дыхании человека.

Количество углекислого газа, г/ч, выделяемого в помещении людьми, зависит от интенсивности выполняемой работы и рассчитывается по формуле

$$G_{\text{CO}_2} = q_{\text{CO}_2} \cdot n, \quad (3.3)$$

где q_{CO_2} – количество углекислого газа, выделяемого одним человеком (табл.2.1), г/ч;

n – количество людей в помещении;

II. Расчет систем кондиционирования воздуха

1. Определение требуемой производительности систем кондиционирования

Количество воздуха, которое необходимо подавать системами кондиционирования воздуха определяется расчетом исходя из условий ассимиляции тепловлагоизбытков и обеспечения допустимых концентраций в воздухе помещений выделяющихся вредных газов, паров и пыли.

Производительность СКВ следует рассчитывать отдельно для теплого, переходного и холодного периодов года.

Для каждого из периодов года расчет выполняют по таким формулам:

при расчете по избыткам явного тепла

$$L_1 = L_{o.3} + \frac{Q_{я} - 0,29L_{o.3}(t_{o.3} - t_n)}{0,29(t_{yx} - t_n)}; \quad (1.1)$$

при расчете по избыткам влаги

$$L_2 = L_{o.3} + \frac{W - 1,2L_{o.3}(d_{o.3} - d_n)}{1,2(d_{yx} - d_n)}; \quad (1.2)$$

при расчете по избыткам полного тепла

$$L_3 = L_{o.3} + \frac{Q_n - 1,2L_{o.3}(I_{o.3} - I_n)}{1,2(I_{yx} - I_n)}; \quad (1.3)$$

при расчете по количеству выделяющихся вредных веществ

$$L_4 = L_{o.3} + \frac{Z - L_{o.3}(z_{o.3} - z_n)}{z_{yx} - z_n}, \quad (1.4)$$

где $L_{o.3}$ - количество воздуха, удаляемое из рабочей или обслуживаемой зоны помещения местными отсосами, общеобменной вентиляцией и на технологические или другие нужды, м³ / ч; Q_y, Q_n - избытки соответственно явного и полного тепла в помещении, ккал / ч; $t_{o.3}$ - температура удаляемого воздуха, °С; t_n - температура воздуха, подаваемого в помещение, °С; t_{yx} - температура воздуха, удаляемого из помещения, °С; W - избытки влаги в помещении, г / ч; $d_{o.3}$ - влагосодержание удаляемого воздуха, г / кг; d_n - влагосодержание воздуха, подаваемого в помещение, г / кг; $I_{o.3}$ - энтальпия удаляемого воздуха, ккал / кг; I_{yx} - энтальпия воздуха, удаляемого из помещения за пределами рабочей или обслуживаемой зоны, ккал / кг; I_n - энтальпия воздуха, подаваемого в помещение, ккал / кг; Z - количество вредных веществ, поступающих в помещение, мг / ч; $z_{o.3}$ - концентрация вредных веществ в удаляемом воздухе, мг / м³; z_{yx} - концентрация вредных веществ в воздухе, удаляемом из помещения за пределами рабочей или обслуживаемой зоны, мг / м³; z_n - концентрация вредных веществ в воздухе, подаваемом в помещение, мг / м³.

При проектировании СКВ следует принимать большую из величин L_1 - L_4 , полученных по формулам (1.1) - (1.4).

По формулам (1.1) - (1.4) определяют общую производительность СКВ, при этом количество подаваемого в помещение наружного воздуха не должно быть менее требуемого по СП 60.13330.2012.

При одновременном выделении в помещения нескольких вредных веществ однонаправленного действия воздухообмен следует определять в соответствии с требованиями «Санитарных норм проектирования промышленных предприятий», суммируя воздухообмены, определенные расчетом. Когда выделяющиеся в помещения газы и пары могут образовать взрывоопасные смеси, полученный воздухообмен следует проверять расчетом. Допускаемая концентрация газов и паров не более 5% от нижнего предела взрываемости при параметрах наружного воздуха, принятых для СКВ.

При расчетах СКВ большей частью встречаются помещения с одновременным выделением тепла и влаги. Расчет количества воздуха для кондиционирования рекомендуется выполнять с помощью $I - d$ -диаграммы влажного воздуха, составленной для барометрического давления, соответствующего расчетному для данной местности.

В большинстве случаев при расчете СКВ параметры удаляемого воздуха $t_{yx}, d_{yx}, I_{yx}, L_{yx}$ принимают равными параметрам воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне помещения $t_{p.з}, d_{p.з}, I_{p.з}, L_{p.з}$. При этом условии, а также с учетом замены объемных единиц массовыми вместо формул (1.1) - (1.4) для упрощения расчетов могут быть использованы следующие формулы:

при расчете по избыткам явного тепла

$$G_1 = \frac{Q_{\text{я}}}{c_p \Delta t_p}; \quad (1.5)$$

при расчете по избыткам влаги

$$G_2 = \frac{W}{\Delta d_p}; \quad (1.6)$$

при расчете по избыткам полного тепла

$$G_3 = \frac{Q_n}{\Delta I_p}; \quad (1.7)$$

при расчете по количеству выделяющихся вредностей

$$G_4 = \frac{Z}{\Delta z_p}, \quad (1.8)$$

где $G_1 - G_4$ - производительность СКВ, кг / ч; $\Delta t_p = t_{p.z} - t_n$ - рабочая разность температур воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне и подаваемого воздуха, °С; Δd_p - рабочая разность влагосодержаний воздуха в рабочей зоне и подаваемого воздуха, г / кг; ΔI_p - рабочая разность энтальпий воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне и подаваемого воздуха, ккал / кг; Δz_p - рабочая разность концентраций вредных веществ в воздухе рабочей зоны и в подаваемом воздухе, мг / м³.

Пример 1.

В помещении гражданского здания в г. Кишиневе имеются избытки явного тепла $Q_{\text{я}} = 11660$ кДж/ч и влагоизбытки $W = 2000$ г/ч. Необходимо средствами обычной вентиляции обеспечить допустимые параметры. Определите потребный воздухообмен и параметры приточного воздуха, если температура воздуха на уровне вытяжных решеток выше $t_{\text{в}}$ на 2 °С.

Так как в помещении избытки явного тепла и влаги, приточный воздух для их ассимиляции должен иметь температуру и влагосодержание ($t_{\text{пр}}$ и $d_{\text{пр}}$) меньше температуры и влагосодержания внутреннего воздуха. При обычной вентиляции в качестве приточного воздуха может быть использован:

- наружный воздух без тепловлажностной обработки;
- наружный воздух, охлажденный адиабатически в форсуночной камере,
- смесь наружного и рециркуляционного воздуха или наружного, прошедшего камеру орошения, и байпасируемого воздуха.

Определяем расчетные параметры наружного и допустимые параметры внутреннего воздуха: $t_{\text{н}}$, °С, $I_{\text{н}}$, кДж/кг; $t_{\text{в}}$, °С, $\phi_{\text{в}}$, %.

Попробуем в качестве приточного использовать наружный воздух, что наиболее целесообразно экономически. Наносим на $I-d$ -диаграмму точку Н (она же точка П). Так как точки П, В, У, соответствующие состояниям приточного, внутреннего удаляемого воздуха, лежат на одном луче процесса, находим

угловой коэффициент луча процесса изменения состояния приточного воздуха за счет ассимиляции избытков тепла и влаги:

$$\varepsilon = \frac{Q_i}{W} = \frac{Q_y + Q_{ck}}{W},$$

$$\text{ããã } Q = (2500 + 1,8t_a) \cdot \frac{W}{1000}.$$

Находим эту величину на угловом масштабе на $J-d$ -диаграмме (по ее периметру) и проводим луч ε к нулевой точке на ординате $I-d$ -диаграммы. Параллельно ему из точки $П$ проведем луч до прямой $t_b, ^\circ\text{C}$ и получаем точку $В$ соответствующую состоянию внутреннего воздуха. Так как φ_b оказалась ниже максимально допустимой $\varphi_b = 57 < 65 \%$ остановимся на этом варианте вентиляции. Продлим прямую $ПВ$ до прямой $t_y, ^\circ\text{C}$ получим точку $У$, соответствующую состоянию удаляемого воздуха. По $I-d$ -диаграмме читаем $d_{пр}, \text{ г/кг}$, $J_{yx} = 64,1 \text{ кДж/кг}$, $d_{yx}, \text{ г/кг}$. Определяем требуемое количество приточного воздуха

$$G_{i\delta} = \frac{Q_y}{c_{yx} \cdot (t_{yx} - t_{i\delta})}.$$

Для проверки правильности определения параметров в точках $В$, $П$ и вычисляем $G_{пр}$ по двум другим формулам:

$$G_{i\delta} = \frac{Q_i}{I_{yx} - I_{i\delta}};$$

$$G_{i\delta} = \frac{W}{d_{yx} - d_{i\delta}}.$$

Полученные почти одинаковые значения $G_{пр}$ свидетельствует о правильности построений в $J-d$ -диаграмме.

Задача1.

Системой кондиционирования воздуха необходимо создать в помещении оптимальные метеорологические условия ($t_e, \varphi_e = 30..60 \%$). Температура притока должна быть определена исходя из расчета обеспечения рабочей разности температур $\Delta t = t_e - t_{np} = 3 ^\circ\text{C}$. Избытки явного тепла в помещении Q_y , влагоизбытки W . Определите параметры и расход приточного воздуха. Исходные данные для расчета примите по табл.1 приложения. Повышением температуры по высоте можно пренебречь, т.е. принять $t_{yx} = t_e$.

III. Построение процессов тепловлажностной обработки воздуха

Для поддержания заданной температуры и относительной влажности внутри кондиционируемых помещений приточный воздух, поступающий в эти помещения, подвергают тепловлажностной обработке в кондиционерах.

В зависимости от особенностей обработки воздуха системы кондиционирования воздуха (СКВ) бывают прямоточными (работают только на наружном воздухе) и рециркуляционными. СКВ по периодичности действия делятся на сезонные и круглогодичные, а в зависимости от расположения кондиционеров по отношению к обслуживаемым помещениям - на центральные и местные.

СКВ, которые в теплый период года работают на охлаждение с понижением теплосодержания, называют системами полного кондиционирования, а системы, работающие в теплый период года в адиабатном режиме увлажнения, - системами неполного кондиционирования. В холодный период года тепловлажностная обработка воздуха в обеих системах одинакова и заключается в нагревании и увлажнении воздуха.

Наиболее рациональным и дешевым является адиабатный процесс обработки воздуха. Политропные процессы применяют только тогда, когда для заданных условий адиабатный процесс обработки воздуха в камере кондиционера не может быть осуществлен.

СКВ рассчитывают на наружный воздух по параметрам **Б**. В некоторых случаях при соответствующих обоснованиях в качестве расчетных параметров принимают параметры **В**. Исходными данными для расчета и построения процессов являются параметры наружного воздуха: температура t_n , °С, относительная влажность φ_n , %; удельная энтальпия I_n , кДж/кг, влагосодержание d_n , г/кг (из приведенных четырех параметров достаточно знать любые два, а остальные можно определить с помощью $I-d$ -диаграммы); параметры внутреннего воздуха: температура t_v , °С, относительная влажность φ_v , % или влагосодержание d_v , г/кг; теплоизбытки в помещении $Q_{п}$, Вт; избыточные влаговыделения $M_{вл}$, кг/ч.

Температуру приточного воздуха $t_{п}$, °С, можно принимать в зависимости от схемы воздухораспределения. Так, при ассимиляции тепло- и влагоизбытков допускается принимать разность температур воздуха помещения и приточного $\Delta t = 2^\circ\text{C}$ при подаче воздуха в рабочую зону, $4-6^\circ\text{C}$ - при подаче на высоте 2,5-4 м от уровня пола, $6-8^\circ\text{C}$ - при подаче на высоте более 4 м от уровня пола. При одновременном выделении в помещении теплоты и влаги для определения параметров приточного воздуха можно пользоваться не только допустимым перепадом температур Δt , но и ассимилирующей способностью приточного воздуха по влаге Δd :

$$\Delta d = d_v - d_{п},$$

где $d_{п}$ - влагосодержание приточного воздуха, г/кг.

Результатом построения на $I-d$ -диаграмме процессов кондиционирования воздуха является определение производительности СКВ,

расходов теплоты и холода, необходимых для обработки приточного воздуха. При построении процессов обработки воздуха в приведенных задачах условно принято, что параметры воздуха, уходящего из кондиционируемого помещения, такие же, как и параметры воздуха в рабочей (обслуживаемой) зоне.

1. Прямоточная система кондиционирования воздуха

Рассмотрим расчеты и построение процессов обработки воздуха в кондиционерах различных СКВ.

Введем следующие условные обозначения:

G_H — количество наружного воздуха, поступающего в кондиционер, кг/ч;

G'_i — расчетное количество наружного воздуха, кг/ч;

$G_p = G_1 + G_2$ — количество воздуха, поступающего на рециркуляцию, кг/ч;

G_1 — количество воздуха, поступающего на первую рециркуляцию, кг/ч;

G_2 — количество воздуха, поступающего на вторую рециркуляцию, кг/ч;

G_k — количество воздуха, прошедшего через камеру орошения, кг/ч;

G_{II} — количество приточного воздуха, подаваемого в кондиционируемые помещения, кг/ч (полезная производительность СКВ);

G'_{II} — производительность кондиционера, определяемая с учетом поправки на утечки воздуха из воздухораспределительной сети, кг/ч (полная производительность СКВ);

t_n — расчетная температура наружного воздуха, °С;

φ_n — расчетная относительная влажность наружного воздуха, %;

I_n — энтальпия наружного воздуха, ккал/кг;

d_n — влагосодержание наружного воздуха, г/кг;

t_b — расчетная температура внутреннего воздуха в кондиционируемых помещениях, °С;

t_{II} — температура приточного воздуха, подаваемого в помещения, °С;

Δ_p — разность между температурой воздуха в помещении t_b и температурой приточного воздуха t_{II} , °С;

φ_b — расчетная относительная влажность внутреннего воздуха, %;

I_b — энтальпия внутреннего воздуха, ккал/кг;

d_b — влагосодержание внутреннего воздуха, г/кг;

Q_y, Q_c, Q_p — выделения явного, скрытого и полного тепла в помещениях, подлежащие ассимиляции СКВ, ккал/ч;

W — влаговыделения в помещениях, подлежащие ассимиляции СКВ, кг/ч;

Q_x — расход холода в оросительной камере, ккал/ч.

Рассмотрим расчет и построение процессов обработки воздуха в кондиционере проточной СКВ, используя графоаналитический метод с применением $I—d$ -диаграммы.

В проточном кондиционере с камерой орошения обработка воздуха осуществляется по следующей схеме (рис. 1).

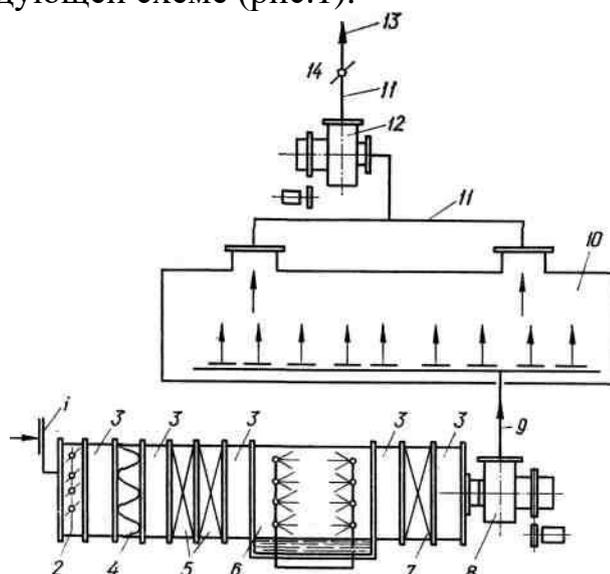


Рис. 1. Принципиальная схема проточной системы кондиционирования воздуха:
 1 — воздухозаборное устройство; 2 — приемный клапан; 3 — секция обслуживания;
 4 — фильтр для воздуха; 5 — воздухонагреватели первого подогрева; 6 — оросительная камера; 7 —
 воздухонагреватель второго подогрева; 8 — вентилятор кондиционера;
 9 — воздуховод приточного воздуха; 10 — кондиционируемое помещение;
 11 — воздуховод удаляемого воздуха; 12 — вытяжной вентилятор с электродвигателем;
 13 — воздуховод для выброса в атмосферу; 14 — воздушный клапан

Наружный воздух в количестве G_n кг поступает в кондиционер и после обработки (различной для теплого и холодного периодов года) подается в кондиционируемое помещение. Из помещения воздух удаляется вытяжной вентиляцией наружу. Производительность вытяжной вентиляции, как правило, принимают меньшей, чем полезная производительность кондиционера, с целью создания в кондиционируемом помещении повышенного давления, препятствующего проникновению воздуха из смежных помещений или снаружи.

Обычно расчет СКВ и построение процессов обработки воздуха на $I—d$ -диаграмме начинают с теплого периода, поскольку в этот период, как правило, требуется наибольшая производительность кондиционера.

В зависимости от возникающих требований воздух в кондиционере может нагреваться, охлаждаться, увлажняться или осушаться.

1.1. Расчет для теплого периода

Задача № 2. Построить на $I—d$ -диаграмме процесс проточной обработки воздуха при его кондиционировании в теплый период года. Определить расходы приточного воздуха, теплоты и холода для осуществления процессов нагрева, осушки и охлаждения воздуха.

Исходные данные (табл.2 прил.) : параметры наружного воздуха - температура t_n , °С, удельная энтальпия I_n , кДж/кг; избыточные тепло- $Q_{п}$, Вт, и влаго- $M_{вл}$, кг/ч, выделения в помещении; температура приточного воздуха $t_{п}$, °С; параметры внутреннего воздуха - температура $t_{в}$, °С (для всех вариантов $t_{в}=23$ °С) и относительная влажность $\varphi_{в}$, % (для всех вариантов $\varphi_{в}=50$ %).

Порядок расчета и построения. 1. На $I-d$ -диаграмму (рис.2) наносим точки, соответствующие параметрам воздуха: наружного - точка Н, внутреннего - точка В.

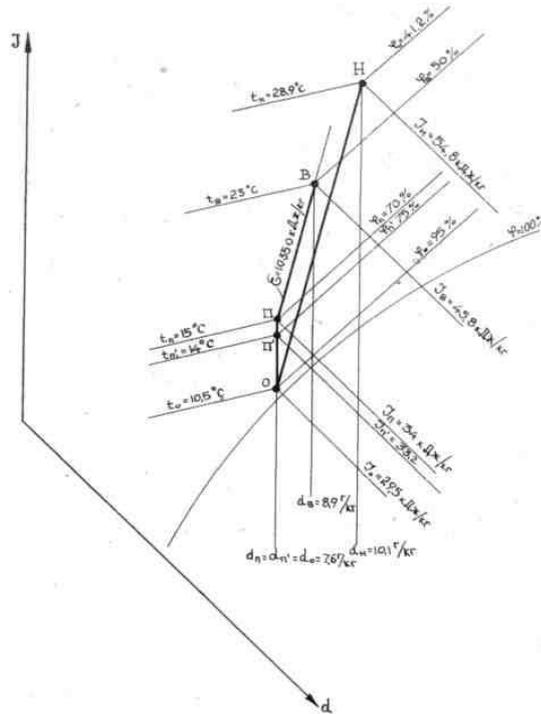


Рис.2. Построение на $I-d$ -диаграмме изменения состояния воздуха в приточном кондиционере для теплого периода года

2. Вычисляем угловой коэффициент луча процесса в помещении ε , кДж/кг, по формуле

$$\varepsilon = 3,6Q/M_{вл}. \quad (1)$$

3. На $I-d$ -диаграмме через точку В проводим луч процесса ε до пересечения с выбранной температурой приточного воздуха $t_{п}$, находим точку П, соответствующую параметрам приточного воздуха.

4. Через точку П проводим линию постоянного влагосодержания $d_{п} = \text{const}$ до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$; находим точку О, характеризующую состояние воздуха, выходящего из камеры орошения. На линии ОП от точки П вниз по $d_{п} = \text{const}$ откладываем отрезок, равный 1°С, соответствующий нагреву воздуха в вентиляторе и воздуховодах, получаем точку П', параметры которой соответствуют состоянию воздуха после воздухонагревателя второго подогрева.

5. Определяем необходимый расход приточного воздуха G , кг/ч, по формуле

$$G = 3,6 \cdot Q_{п}/(I_{у}-I_{п}). \quad (2)$$

При высоте помещения до 4 м удельную энтальпию воздуха, удаляемого из помещения $I_{у}$, и воздуха помещения $I_{в}$ можно принять равными, т.е. $I_{у} = I_{в}$.

6. Вычисляем тепловую нагрузку воздухонагревателя второго подогрева Q_2 , Вт:

$$Q_2 = 0,278 G(I'_f - I_o), \quad (3)$$

где I'_f и I_o – удельная энтальпия воздуха, соответствующая точкам П' и О, кДж/кг.

7. Точку О соединяем с точкой Н. Прямая НО соответствует процессу обработки наружного воздуха в камере орошения.

7. Находим количество сконденсировавшейся воды в камере орошения M_o , кг/ч:

$$M_o = G(d_n - d_o) \cdot 10^{-3}, \quad (4)$$

где d_o , d_n – влагосодержание воздуха до и после его обработки в камере орошения, г/кг.

8. Определяем охлаждающую мощность камеры орошения Q_x , Вт, по формуле

$$Q_x = 0,278 G(I_n - I_o), \quad (5)$$

где I_o – удельная энтальпия воздуха после его обработки в камере орошения, кДж/кг.

1.1. Расчет для холодного периода

В холодный период года наружный воздух в прямоточном кондиционере подогревается в воздухонагревателях первого подогрева, затем поступает в оросительную камеру, где увлажняется до требуемого значения влагосодержания, после чего, в случае необходимости, подогревается в воздухонагревателях второго подогрева и подается в кондиционируемые помещения.

Требуемая производительность кондиционера в холодный период определяется также выбором большего из значений, полученных по расчету на ассимиляцию тепло- и влаговыделений, растворение выделяющихся вредностей и компенсацию воздуха, удаляемого местными отсосами.

Часто для холодного периода с целью обеспечения надежной работы системы воздухораспределения сохраняют неизменной производительность кондиционеров, определенную расчетом для теплого периода. Рассмотрим на примере расчет и построение на $I-d$ -диаграмме процесса обработки воздуха в холодный период.

Задача №3. Построить на $I-d$ -диаграмме процесс прямоточной обработки воздуха при его кондиционировании в холодный период года. Определить расходы теплоты для воздухонагревателей первого и второго подогрева и количество испарившейся воды в камере орошения.

Исходные данные (табл.2 прил.) : параметры наружного воздуха - температура t_n °С, удельная энтальпия I_n , кДж/кг; избыточные тепло- Q_n , Вт, и влаго- $M_{в.л}$, кг/ч, выделения в помещении; параметры внутреннего воздуха - температура t_b , °С (для всех вариантов $t_b=20$ °С) и относительная влажность φ_b , % (для всех вариантов $\varphi_b=45$ %). Расход приточного воздуха G , кг/ч, принят по теплотому периоду года (табл.3 прил.).

Порядок расчета и построения. 1. На $I-d$ -диаграмму (рис.3) наносим точки Н и В, соответствующие параметрам внутреннего и наружного воздуха.

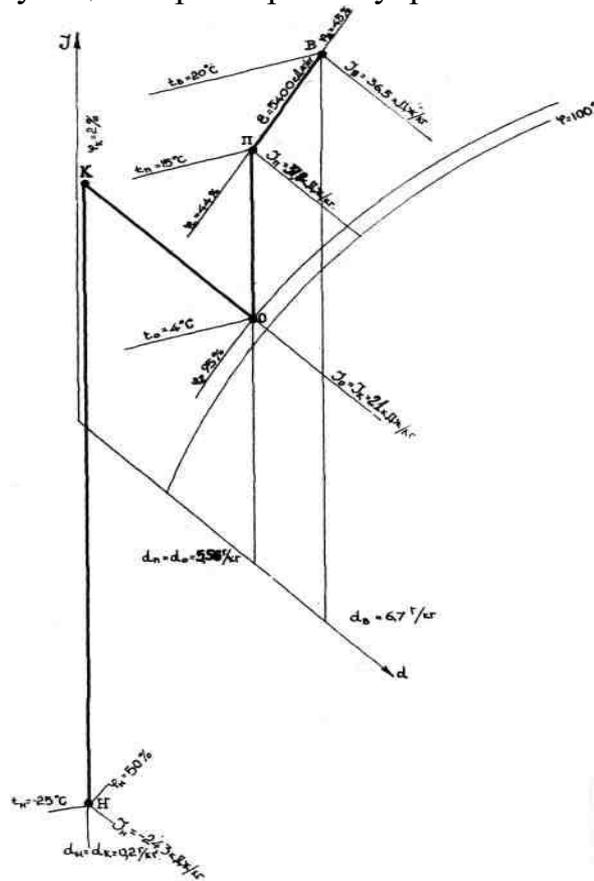


Рис.3. Построение на $I-d$ -диаграмме изменения состояния воздуха в приточном кондиционере для холодного периода года

2. По формуле (1) определяем угловой коэффициент луча процесса в помещении ε , кДж/кг.

3. Находим ассимилирующую способность приточного воздуха по влаге Δd , г/кг:

$$\Delta d = (M_{в.л} / G) \cdot 10^3. \quad (6)$$

4. Определяем влагосодержание приточного воздуха a , г/кг, по формуле:

$$d_{п} = d_{в} - \Delta d. \quad (7)$$

5. Проводим через точку В, характеризующую заданное состояние внутреннего воздуха, луч процесса в помещении до пересечения с линией $d_{п} = \text{const}$, находим точку П, определяющую необходимое состояние приточного воздуха.

6. Через точку П проводим линию $d_{п} = \text{const}$ до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$, находим положение точки О, характеризующей состояние воздуха после камеры орошения.

7. Через точку О проводим линию $I_o = \text{const}$, а через точку Н-линию $d_n = \text{const}$ до их взаимного пересечения в точке К. Отрезок НК соответствует процессу нагревания воздуха в воздухонагревателе первого подогрева, а отрезок КО - процессу адиабатного увлажнения воздуха в камере орошения.

8. Определяем расход теплоты Q_1 , Вт, в воздухонагревателе первого подогрева по формуле

$$Q_1 = 0,278 G(I_k - I_n), \quad (8)$$

где I_k – удельная энтальпия воздуха перед камерой орошения, кДж/кг.

9. Находим расход теплоты Q_2 , Вт, в воздухонагревателе второго подогрева по формуле

$$Q_2 = 0,278 G(I_{II} - I_o), \quad (9)$$

где I_{II} и I_o – удельная энтальпия воздуха, соответствующая точкам II и O, кДж/кг.

10. Определяем количество испарившейся воды в камере орошения M_o , кг/ч, по формуле

$$M_o = G(d_o - d_k) \cdot 10^{-3}, \quad (10)$$

где d_o и d_k – влагосодержание воздуха, соответствующее точкам O и K, г/кг.

2. Обработка воздуха в кондиционере с первой рециркуляцией

Принципиальная схема кондиционера с первой рециркуляцией изображена на рис.4.

Воздух в кондиционере обрабатывается следующим образом. В теплый период года, когда энтальпия наружного воздуха превышает энтальпию внутреннего воздуха, часть воздуха G_p , извлекаемого вытяжным вентилятором из кондиционируемого помещения, поступает в воздушную камеру, где смешивается с наружным воздухом, поступающим через приемный клапан. Затем воздух обрабатывается в камере орошения, подогревается в случае необходимости (если $t_k < t_{II} - 1$) в воздухонагревателях второго подогрева до $t_{II} - 1^\circ\text{C}$ и подается вентилятором в кондиционируемое помещение. Поэтому далее учтено среднее значение нагрева воздуха в вентиляторе и воздуховодах на 1°C .

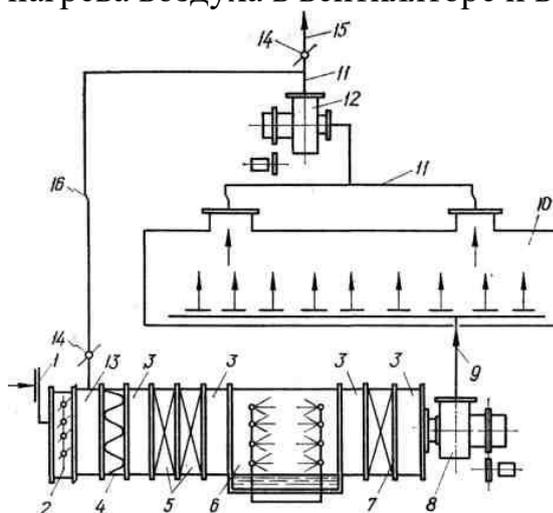


Рис.4. Принципиальная схема системы кондиционирования воздуха с первой рециркуляцией:

1 — воздухозаборное устройство; 2 — приемный клапан; 3 — секция обслуживания; 4 - фильтр для очистки воздуха; 5 — воздухонагреватели первого подогрева; 6 — оросительная камера; 7 - воздухонагреватели второго подогрева; 8 — вентилятор кондиционера; 9 — воздуховод приточного воздуха; 10 — кондиционируемое помещение; 11 — воздуховод удаляемого воздуха; 12 — вытяжной вентилятор с электродвигателем; 13 — секция смесительная; 14 — воздушные клапаны; 15 — воздуховод для выброса в атмосферу; 16 — воздуховод рециркуляционного воздуха.

В холодный период года рециркулируемый воздух также смешивается с наружным воздухом, затем подогревается в секциях первого подогрева до температуры, определяемой по требуемой энтальпии воздуха на входе в оросительную камеру, обрабатывается в последней для придания воздуху требуемого влагосодержания $d_k=d_n$ и затем, в случае необходимости, воздух подогревается в воздухонагревателях второго подогрева, после чего подается вентилятором в кондиционируемое помещение. В отдельных случаях (определяемых расчетом) установка воздухонагревателей первого или второго подогрева, а иногда и тех и других, может быть исключена. Количество рециркулируемого воздуха является переменной величиной, изменяющейся в зависимости от энтальпии наружного воздуха, и регулируется, как правило, автоматически.

Количество наружного воздуха G_n , кг/ч, определяется по прил. 13 [6]. Для упрощения расчетов во всех вариантах задач условно принято

$$G_n = 0,6 G_o, \quad (11)$$

где G_o - расход воздуха, проходящего через камеру орошения, кг/ч.

2.1. Расчет для теплого периода

Задача №4. Построить на $I-d$ -диаграмме процесс кондиционирования воздуха для теплого периода года с одной рециркуляцией. Определить расходы приточного воздуха, теплоты и холода для осуществления процессов нагрева, осушки и охлаждения воздуха.

Исходные данные (табл.2 прил.) : параметры наружного воздуха - температура t_n , °С, удельная энтальпия I_n , кДж/кг; избыточные тепло- Q_p , Вт, и влажно- $M_{в.л}$, кг/ч, выделения в помещении; параметры внутреннего воздуха - температура t_b , °С (для всех вариантов $t_b=23$ °С) и относительная влажность φ_b , % (для всех вариантов $\varphi_b=50$ %).

Порядок построения и расчета. 1. Пункты 1-5 выполняют аналогично соответствующим пунктам расчета прямоточной системы кондиционирования воздуха (см, задачу № 2).

6. На $I-d$ -диаграмме находим положение точки B' , соответствующей параметрам рециркуляционного воздуха при условии $d_b = d'_b$; $t'_b = t_b + 1$ °С (рис.5).

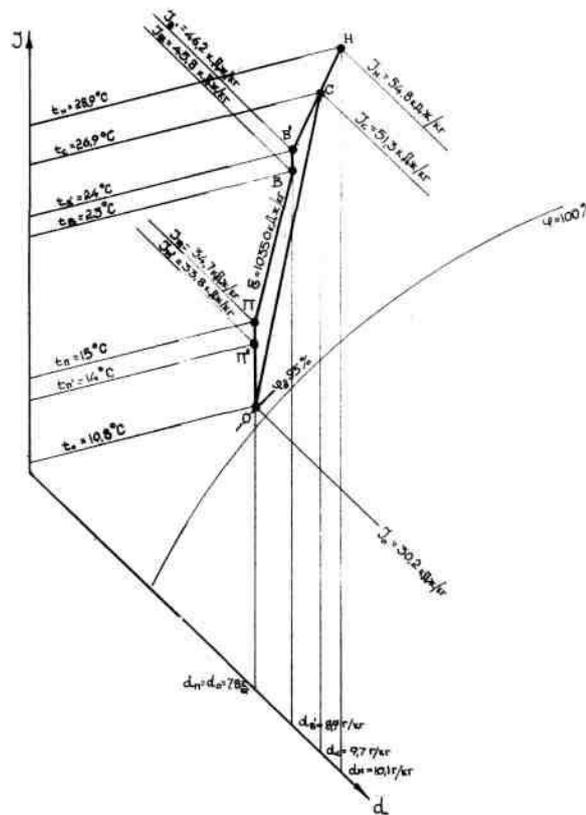


Рис.5. Построение на $I-d$ -диаграмме изменения состояния воздуха в кондиционере с первой рециркуляцией для теплого периода года

7. По формуле (3) определяем тепловую нагрузку воздухонагревателя второго подогрева.

8. Находим количество наружного воздуха по формуле (11).

9. Определяем количество рециркуляционного воздуха G_p , кг/ч, по формуле

$$G_p = G - G_n. \quad (12)$$

10. Находим положение точки C , соответствующей параметрам смеси рециркуляционного и наружного воздуха, для чего определяем удельную энтальпию смеси I_c , кДж/кг, по формуле

$$I_c = (G_p I'_A + G_n I_H) / G. \quad (13)$$

11. Определяем потребность в холоде камеры орошения Q_x , Вт, по формуле

$$Q_x = 0,278G(I_c - I_o). \quad (14)$$

12. Находим количество сконденсировавшейся воды в камере орошения M_o , кг/ч:

$$M_o = G(d_c - d_o) \cdot 10^{-3}, \quad (15)$$

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

2.2. Расчет для холодного периода

Задача №5. Построить на $I-d$ -диаграмме процесс кондиционирования воздуха для холодного периода года при схеме его обработки с одной

рециркуляцией. Определить расходы теплоты и холода для обработки кондиционируемого воздуха.

Исходные данные (табл.2;4 прил.): параметры наружного воздуха - температура t_n , °С, удельная энтальпия I_n , кДж/кг; избыточные тепло- Q_n , Вт, и влаго- $M_{в.л}$, кг/ч, выделения в помещении; параметры внутреннего воздуха - температура t_b , °С (для всех вариантов $t_b=20$ °С) и относительная влажность φ_b , % (для всех вариантов $\varphi_b=45$ %). Общее количество приточного воздуха G , кг/ч, принять по теплоту периоду года (табл.4 прил.).

Порядок расчета и построения. При использовании системы кондиционирования воздуха с одной рециркуляцией в холодный период года возможны два варианта смешения наружного и рециркуляционного воздуха. В первом варианте рециркуляционный воздух смешивается с неподогретым наружным воздухом. Такой вариант рекомендуется использовать, если точка смеси оказывается выше кривой $\varphi = 100\%$ и выпадения в лаги из воздуха не происходит. Если точка смеси оказывается ниже кривой $\varphi=100\%$, применяется второй вариант, при котором рециркуляционный воздух подмешивают к подогретому наружному воздуху после воздухонагревателя первого подогрева.

Рассмотрим последовательность построения процесса и расчета в первом варианте.

1. На $I-d$ –диаграмму рис.6 наносим точки Н и В, соответствующие параметрам наружного и внутреннего воздуха.

2. Вычисляем по формуле (1) угловой коэффициент луча процесса в помещении.

3. На $I-d$ -диаграмме через точку В проводим луч процесса в помещении.

4. Определяем ассимилирующую способность приточного воздуха по влаге Δd , г/кг, по формуле (6).

5. Находим влагосодержание приточного воздуха d_n , г/кг, по формуле (7).

6. На пересечении линии $d_n = \text{const}$ с лучом процесса в помещении находим положение точки П, соответствующей состоянию приточного воздуха при сохранении его количества, полученного расчетом для теплого периода года (см. табл.4 прил.).

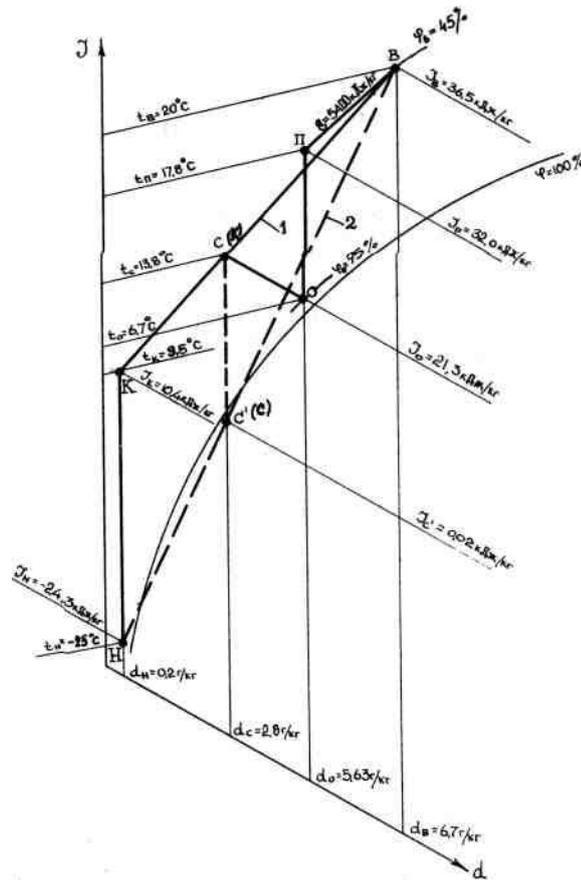


Рис.6. Построение на $I-d$ -диаграмме изменения состояния воздуха в кондиционере с первой рециркуляцией для холодного периода года:
 1 - рециркуляция воздуха после воздухонагревателя 1-го подогрева;
 2 - рециркуляция воздуха до воздухонагревателя 1-го подогрева

7. Через точку Π на $I-d$ -диаграмме проводим линию $d_{\Pi} = \text{const}$ до пересечения с кривой $\varphi=95\%$, получим точку O , характеризующую параметры воздуха на выходе из камеры орошения,

8. Через точку O проводим луч адиабатного процесса увлажнения воздуха в оросительной камере.

9. Находим точку C , соответствующую параметрам смеси рециркуляционного и наружного воздуха. Для этого точки H и B соединяем прямой и определяем удельную энтальпию точки смеси I_c , кДж/кг, по формуле

$$I_c = (G_p I_B + G_n I_H) / G, \quad (16)$$

где G_n , G_p - расход воздуха, кг/ч, наружного и рециркуляционного, определяемого формулами (11) и (12).

Точка смеси C лежит на пересечении линии $HВ$ и $I = \text{const}$. Если точка C находится выше кривой $\varphi=100\%$, применение первого варианта правомерно. Удельная энтальпия смеси I_c должна быть не больше удельной энтальпии воздуха после камеры орошения I_0 .

10. Определяем параметры воздуха перед камерой орошения после его нагрева в воздухонагревателе первого подогрева. Для этого проводим линии $d_c = \text{const}$ и $I_0 = \text{const}$ до их взаимного пересечения в точке K .

11. Находим тепловую нагрузку на воздухонагреватель первого подогрева, Вт:

$$Q_1 = 0,278 G(I_k - I_c), \quad (17)$$

и на воздухонагреватель второго подогрева Q_2 , Вт, по формуле (9).

12. Вычисляем количество воды, кг/ч, испарившейся в камере орошения, по формуле (10).

При обработке кондиционируемого воздуха по второму варианту, когда подмешивание рециркуляционного воздуха осуществляется после воздухонагревателя первого подогрева, положение точек Н, В, П, О определяют аналогично описанному выше (пп. 1-7 задачи №30).

Для нахождения точки смеси C предварительно определяют положение точки C , характеризующей условное состояние смеси. Для этого проводят пунктирную линию ВН и по формуле (16) находят удельную энтальпию I'_c , кДж/кг.

Условная точка смеси C' лежит на пересечении линии НВ и $I'_c = \text{const}$ (рис.6). Через точку C' проводим $d_c = \text{const}$ до пересечения в точке C с адиабатой I_o процесса увлажнения. Параметры точки C являются искомыми параметрами смеси воздуха перед камерой орошения.

Положение точки К, характеризующей состояние подогретого наружного воздуха, определяем из условия, что его влагосодержание равно влагосодержанию наружного воздуха d_n . Кроме того, точка К должна лежать на одной прямой с точками С и В. Через точки В и С проводим прямую линию, а через точку Н - линию $d_n = \text{const}$, на их пересечении находим положение точки К. Тепловую нагрузку воздухонагревателя первого подогрева определяем по формуле

$$Q_1 = 0,278 G_n(I_k - I_n). \quad (18)$$

13. Тепловую нагрузку воздухонагревателя второго подогрева определяем по формуле (9), количество испарившейся воды в камере орошения - по формуле

$$M_o = G(d_o - d_c) \cdot 10^{-3}. \quad (19)$$

3. Обработка воздуха в кондиционере с первой и второй рециркуляцией

Отличительной особенностью данной схемы является использование части рециркуляционного воздуха для второго подогрева воздуха, прошедшего обработку в оросительной камере. Благодаря этому уменьшаются расходы холода в теплый период года и тепла в теплый и холодный периоды.

Принципиальная схема кондиционера с первой и второй рециркуляцией приведена на рис.7.

Воздух в кондиционере обрабатывается следующим образом.

В теплый период года, когда энтальпия наружного воздуха превышает энтальпию внутреннего воздуха, часть воздуха G_1 извлекаемого вытяжным вентилятором, подается в воздушную камеру первого смешения. Полученная смесь $G_n + G_1 = G_k$ поступает в оросительную камеру, где обрабатывается холодной водой, разбрызгиваемой форсунками. После оросительной камеры воздух смешивается во второй камере смешения с остальной частью

рециркуляционного воздуха, поступающего через канал второй рециркуляции. Полученная смесь $G_k + G_2 = G_n$ подается в помещение, где, ассимилируя тепло и влаговыведения, приобретает заданные параметры.

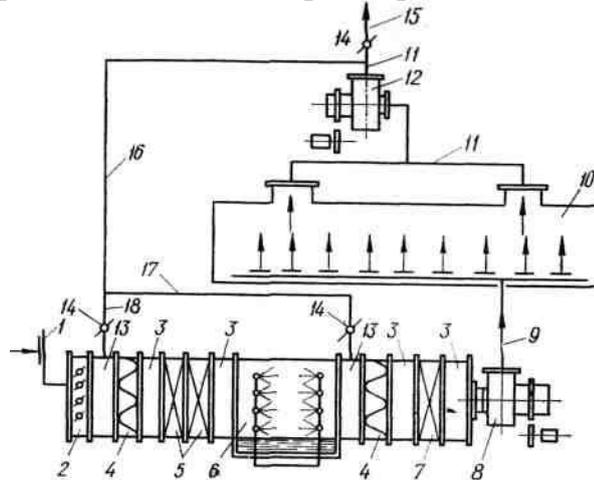


Рис. 7. Принципиальная схема системы кондиционирования воздуха с первой и второй рециркуляцией:

1 — воздухозаборное устройство; 2 — приемный клапан; 3 — камера обслуживания; 4 — фильтр для очистки воздуха; 5 — воздухонагреватели первого подогрева; 6 — оросительная камера; 7 — воздухонагреватели второго подогрева; 8 — вентилятор кондиционера; 9 — воздуховод приточного воздуха; 10 — кондиционируемое помещение; 11 — воздуховод удаляемого воздуха; 12 — вытяжной вентилятор с электродвигателем; 13 — смесительная секция; 14 — воздушные клапаны; 15 — воздуховод для выброса в атмосферу; 16 — воздуховод рециркуляции воздуха; 17 — воздуховод второй рециркуляции; 18 — воздуховод первой рециркуляции

В холодный период наружный воздух G_n подогревается в секциях первого подогрева и поступает в камеру первого смешения, где смешивается с частью рециркуляционного воздуха G_1 . Полученная смесь $G_n + G_1 = G_k$ поступает в оросительную камеру, где обрабатывается рециркулируемой водой.

После оросительной камеры воздух смешивается во второй камере смешения с остальной частью рециркуляционного воздуха G_2 , поступающего через канал второй рециркуляции. Полученная смесь $G_k + G_2 = G_n$ в случае необходимости подогревается в секциях второго подогрева и подается в помещение, где, ассимилируя тепло и влаговыведения, приобретает заданные параметры.

В тех случаях, когда СКВ выполняет функции отопительной системы, температура приточного воздуха определяется с учетом отопительной нагрузки.

3.1. Расчет для теплого периода

Рассмотрим построение на $I-d$ - диаграмме политропического процесса обработки воздуха в кондиционере с первой и второй рециркуляцией.

Задача № 6. Построить на $I-d$ -диаграмме процесс кондиционирования воздуха для теплого периода года при схеме его обработки с первой и второй рециркуляциями. Определить расходы приточного и рециркуляционного воздуха и расход холода для охлаждения и осушки воздуха.

Исходные данные (табл. 2 прил.): параметры наружного воздуха - температура t_n °С, удельная энтальпия I_n , кДж/кг; избыточные тепло- Q_n , Вт, и влаго-

$M_{в.л}$, кг/ч, выделения в помещении; температура приточного воздуха $t_{п}$, °С; параметры внутреннего воздуха - температура $t_{в}$, °С (для всех вариантов $t_{в}=23^{\circ}\text{C}$) и относительная влажность $\varphi_{в}$, % (для всех вариантов $\varphi_{в}=50\%$).

Порядок расчета и построения. 1. На I-d-диаграмму (рис.8.) наносим точки Н и В, соответствующие расчетным параметрам наружного и внутреннего воздуха.

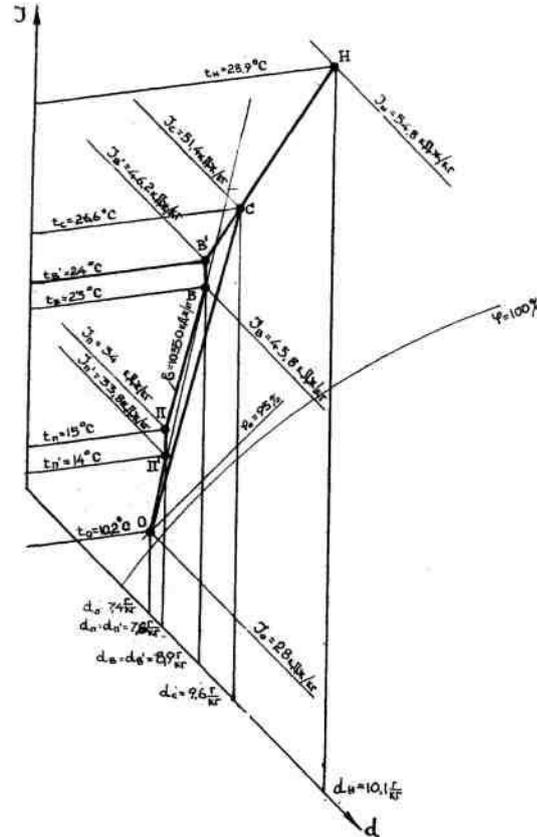


Рис.8. Построение на I-d-диаграмме состояния воздуха в кондиционере с первой и второй рециркуляциями для теплого периода года

2. По величине тепло- и влагоизбытков определяем по формуле (1) угловой коэффициент луча процесса ϵ .

3. Через точку В проводим луч процесса до пересечения с изотермой приточного воздуха, получаем параметры приточного воздуха (точка П). Находим положение точек \hat{I}' , \hat{A}' , принимая отрезки $\Pi \hat{I}'$ и $B \hat{A}'$ равными 1°C при $d_{\hat{A}'} = d'_{B}$ и $d_{\hat{I}'} = d'_{I}$.

4. Определяем параметры воздуха, прошедшего обработку в оросительной камере, проводя через точки \hat{A}' и \hat{I}' прямую до пересечения с кривой $\varphi=95\%$ в точке О, соответствующей искомой величине.

5. Находим общее количество приточного воздуха G , кг/ч, по формуле (2).

6. Определяем расход воздуха второй рециркуляции G_2 , кг/ч, по формуле

$$G_2 = G \{ (I_{\hat{I}'} - I_{\hat{I}}) / (I_{\hat{A}'} - I_{\hat{I}}) \}. \quad (20)$$

7. Находим расход воздуха, прошедшего через оросительную камеру G_0 , кг/ч, по формуле

$$G_0 = G - G_2. \quad (21)$$

8. Количество воздуха первой рециркуляции G_1 , кг/ч, находим по формуле

$$G_1 = G_o - G_n, \quad (22)$$

где G_n – расход наружного воздуха, определяемый по формуле (11).

9. Определяем удельную энтальпию смеси наружного воздуха и воздуха первой рециркуляции I_c , кДж/кг, по формуле

$$I_c = (G_n I_n + G_1 I_{\hat{A}'}) / G_o. \quad (23)$$

10. На пересечении линий $I_c = \text{const}$ и $\hat{A}'N$ находим положение точки смеси C .

11. Определяем расход холода Q_x , Вт, для охлаждения и осушки воздуха по формуле (14).

3.2. Расчет для холодного периода

Рассмотрим построение на $I-d$ -диаграмме процесса обработки воздуха в кондиционере с первой и второй рециркуляцией

Задача № 7. Построить на $I-d$ -диаграмме процесс кондиционирования воздуха для холодного периода года при схеме его обработки с первой и второй рециркуляциями. Определить, расходы теплоты в воздухонагревателе первого и второго подогрева и воды для осуществления процессов нагрева, увлажнения и охлаждения воздуха.

Исходные данные (табл.2;5 прил.): параметры наружного воздуха - температура t_n , °С, удельная энтальпия I_n , кДж/кг; избыточные тепло- $Q_{п}$, Вт, и влаго- $M_{в.л}$, кг/ч, выделения в помещении; общее количество приточного воздуха G , кг/ч; расходы воздуха первой рециркуляции G_1 , кг/ч, и второй рециркуляции G_2 , кг/ч, приняты согласно расчету теплого периода года (табл. IV.25); параметры внутреннего воздуха - температура t_v , °С (для всех вариантов $t_v=20^\circ\text{C}$) и относительная влажность φ_v , % (для всех вариантов $\varphi_v=45\%$).

Порядок расчета и построения. 1. На $I-d$ -диаграмму (рис.9.) наносим точки Н и В, соответствующие состоянию наружного и внутреннего воздуха. Вычисляем угловой коэффициент луча процесса по формуле (1).

2. По формуле (6) определяем ассимилирующую способность приточного воздуха по влаге, а по формуле (11) находим влагосодержание приточного воздуха $d_{п}$, г/кг. Точка П, определяющая состояние приточного воздуха, находится на пересечении линии $d_{п} = \text{const}$ с лучом процесса в помещении.

3. По формуле (21) определяем расход воздуха, прошедшего через камеру орошения G_o , кг/ч.

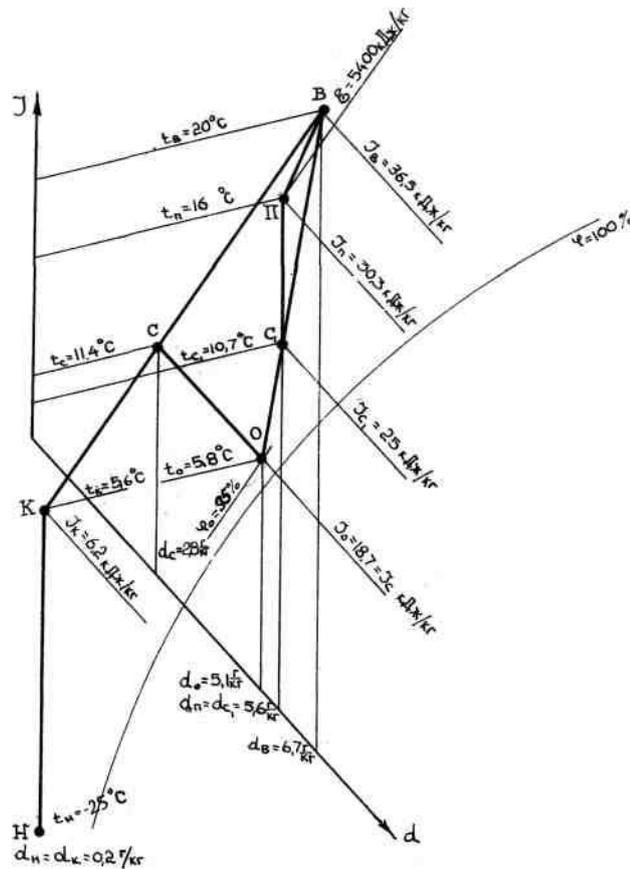


Рис.9. Построение на $I-d$ -диаграмме изменения состояния воздуха в кондиционере с первой и второй рециркуляцией для холодного периода года

4. Находим положение точки О, характеризующей состояние воздуха после камеры орошения перед смешиванием его с воздухом второй рециркуляции, для чего определяем влагосодержание воздуха после камеры орошения по формуле

$$d_o = (Gd_{II} - G_2d_B) / G_o. \quad (24)$$

На пересечении линии $d_o = \text{const}$ с кривой $\varphi = 95\%$ определяем положение точки О.

5. По формуле (11) находим расход наружного воздуха G_H , кг/ч.

6. Определяем влагосодержание смеси воздуха первой рециркуляции и наружного воздуха по формуле

$$d_c = (G_1d_B + G_Hd_H) / G_o. \quad (25)$$

7. На $I-d$ -диаграмме на пересечении линий $d_c = \text{const}$ и $I_o = \text{const}$ определяем положение точки смеси С.

8. На $I-d$ -диаграмме на пересечении линий $d_H = \text{const}$ и ВС находим положение точки К, соответствующей параметрам воздуха после воздухонагревателя первого подогрева.

9. Определяем параметры воздуха, поступающего в воздухонагреватель второго подогрева. Точка смеси C_1 находится на прямой ВО в месте пересечения ее с лучом нагревания, проведенном через точку II.

10. Вычисляем расход теплоты на нагревание воздуха в воздухонагревателе первого подогрева Q_1 , Вт, по формуле (18) и второго подогрева Q_2 , Вт, по формуле

$$Q_2 = 0,278 G(I_{п} - I_{\bar{n}}). \quad (26)$$

11. Находим расход испарившейся воды в камере орошения M_0 , кг/ч, по формуле (19).

IV. Расчет основных элементов кондиционеров

1. Обработка воздуха в оросительных камерах

Для создания внутри помещений нормируемых (оптимальных или допущенных) микроклиматических параметров воздуха необходима подача определенного количества приточного воздуха с определенными его параметрами, которые, как правило, (кроме вентиляции в теплый период года) не соответствуют параметрам наружного воздуха. Поэтому наружный воздух подвергают тепловлажностной обработке до получения необходимых параметров притока. Эта обработка осуществляется в тепло обменных аппаратах, где воздушный поток контактирует с нагретой или охлажденной поверхностью или с нагретой или охлажденной жидкостью, которую можно разбрызгивать, создавая дождевое пространство.

Наиболее часто в практике вентиляции и кондиционирования воздуха для тепловлажностной обработки применяются калориферы, поверхностные охладители и форсуночные (оросительные) камеры.

В *форсуночной камере* воздух перемещается через дождевое пространство. Температура распыляемой форсунками воды (t_w) может быть любой выше 0°C , а если в нее добавлена соль, то и ниже 0°C .

Конечные параметры воздуха (t_2, j_2) зависят от температуры воды. Теоретически в конечном состоянии воздуха $t_2 = t_{w,кон.}$ и $\varphi_2 = 100\%$. Практически процесс тепло- и массообмена заканчивается раньше, то есть $t_2 = t_{w,кон.}$, а $\varphi_2 = 95\%$. Область возможных процессов обработки воздуха водой в форсуночной камере на *I-d*-диаграмме ограничивается касательными из точки I к $\varphi = 100\%$. Из этой области исключаются процессы, для которых вода требуется такой температуры, которую практически получить нельзя (или экономически неоправданно).

Если известны параметры начального состояния воздуха и температура воды в форсуночной камере, то можно изобразить в *I-d*-диаграмме процесс изменения состояния воздуха, найти параметры его конечного состояния (идеального или реального) и выяснить, что происходит в форсуночной камере с воздухом и водой:

если $t_{нач} < t_{кон}$ ($t_1 < t_0$), воздух нагревается и естественно воспринимает от воды явное тепло и наоборот;

если $d_{нач} < d_{кон}$ ($d_1 < d_0$), воздух увлажняется и воспринимает вместе с парами скрытое тепло $q_{ск}$ и наоборот;

если $I_{нач} < I_{кон}$, воздух, отдавая или воспринимая $q_я$ и $q_{ск}$, в итоге отдал тепла больше, чем воспринял, а вода отдала меньше, чем восприняла и поэтому нагрелась;

если при неизменном начальном состоянии воздуха нужно повторять один и тот же процесс и получать одно и то же конечное состояние, воду, использованную в форсуночной камере, следует при $I_{нач} < I_{кон}$ нагревать, $I_{кон} < I_{нач}$ - охлаждать, а при $I_{нач} = I_{кон}$ (при адиабатическом процессе) использовать рециркуляцию воды без ее обработки, так как температура воды в этом процессе не меняется и равна численно температуре воздуха по мокрому термометру: $t_w = t_m = const$.

Адиабатический процесс обработки воздуха водой применяется не только в форсуночной камере, но и при *местном доувлажнении* и за счет распыления непосредственно в помещении водопроводной воды с полным ее испарением. При испарении в воздухе помещения воды при $t_w = t_m$ теплосодержание воздуха будет меняться за счет теплосодержания воды, однако настолько незначительно, что в практических расчетах этим изменением пренебрегают, поэтому процесс местного доувлажнения воздуха считают адиабатическим. Конечное состояние воздуха зависит от количества распыленной и испарившейся воды.

Смешения двух количеств воздуха (G_1 и G_2) с разными параметрами (t_1, d_1, J_1 и t_2, d_2, J_2) используется довольно часто в системах вентиляции и кондиционирования воздуха: смеси приточного наружного воздуха с воздухом, удаляемым из помещения - рециркуляция; смесь воздуха, прошедшего обработку в форсуночной камере и пропущенного мимо ее по обводному каналу, - по байпасу. Полученная смесь имеет массу $G_{см} = G_1 + G_2$ и параметры $t_{см}, d_{см}, J_{см}$, которые можно определить как аналитически:

$$I_{см} = \frac{G_1 I_1 + G_2 I_2}{G_{см}}; \quad (7)$$

$$t_{см} = \frac{G_1 t_1 + G_2 t_2}{G_{см}}; \quad (8)$$

$$d_{см} = \frac{G_1 d_1 + G_2 d_2}{G_{см}}; \quad (9)$$

так и графически по J - d -диаграмме.

Всякий процесс изменения состояния влажного воздуха сопровождается изменением его теплосодержания на величину ΔJ и влагосодержания на Δd , причем значения этих величин могут иметь либо знак плюс, либо минус, либо они могут быть равны нулю.

Величина $\frac{\Delta J}{\Delta d}$ называется тепловлажностным отношением процесса, а при изображении процесса лучом на J - d -диаграмме - *угловым коэффициентом*

$$\varepsilon = \frac{\Delta I}{\Delta d} \text{ или } \varepsilon = \frac{\Delta I \cdot G}{\Delta d \cdot G} = \frac{Q}{W}, \quad (10)$$

где G - масса обрабатываемого воздуха, кг;

Q, W - количество тепла и влаги воспринятого или отданного воздухом в процессе, кДж, г.

Внутри помещений изменение состояния приточного воздуха происходит за счет ассимиляции избытков либо недостатков тепла $\pm Q$ и влагоизбытков W . В этом случае угловой коэффициент равен отношению избытков тепла (полного) к выделению влаги в помещении.

При известных теплоизбытках $Q_{\text{я}}$ и $Q_{\text{п}}$ и влагоизбытках W помещения количество приточного воздуха $G_{\text{пр}}$ определяется по следующей формуле

$$G_{\text{пр}} = \frac{Q_{\text{п}}}{I_{\text{y}} - I_{\text{n}}} = \frac{Q_{\text{я}}}{c(t_{\text{y}} - t_{\text{n}})} = \frac{W}{d_{\text{y}} - d_{\text{n}}} \quad (11)$$

Пример 1.

Наружный воздух в количестве $G = 31000$ кг/ч с параметрами $t_{\text{н}} = -16^{\circ}\text{C}$; $I_{\text{н}} = 14$ кДж/кг должен быть нагрет в калориферах до $t_{\text{к}} = +24^{\circ}\text{C}$. Определите параметры нагретого воздуха $\varphi_{\text{к}}$, $d_{\text{к}}$, $J_{\text{к}}$ и расход тепла Q в калориферах, если $P_{\text{бар}} = 760$ мм.рт.ст.

Наносим на J-d-диаграмму точку Н с заданными параметрами и проводим через нее вверх прямую $d = \text{const}$ до пересечения с прямой $t_{\text{к}} = 24^{\circ}\text{C}$. Читаем параметры нагретого воздуха $d_{\text{к}} = 0,7$ г/кг, $J_{\text{к}} = 26$ кДж/кг. Расход тепла определяем по формуле

$$Q = G (J_{\text{к}} - J_{\text{н}}) = 31000 (26 + 14) = 1200000 \text{ кДж/ч},$$

$$\text{или } Q = Gc(t_{\text{к}} - t_{\text{н}}) = 31000 \times 1 (24 + 16) = 1200000 \text{ кДж/ч}.$$

Задача 8.

Определите необходимый расход теплоносителя W (воды с параметрами $t_{\text{г}}$, $t_{\text{обг}}$) для подогрева в калорифере приточного воздуха в количестве G ; имеющего температуру $t_{\text{н}}$ и теплосодержание $J_{\text{н}}$, до температуры $t_{\text{к}}$. Определите также конечную температуру воздуха $t_{\text{о}}$, если после калорифера его увлажнить адиабатически в форсуночной камере. Исходные данные к задаче приведены в табл. 6 приложения.

Пример 2.

Приточный воздух $G_{\text{пр}} = 1000$ кг/ч с начальными параметрами $t_{\text{о}} = 20^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{\text{о}} = 50\%$ обрабатывается в форсуночной камере водой температурой $t_{\text{w}} = 17^{\circ}\text{C}$. Выясните как изменится состояние воздуха и воды в этом процессе, принимая коэффициент эффективности камеры равным единице.

На J-d-диаграмме отмечаем точку 0, соответствующую начальным параметрам воздуха и точку 1 на пересечении кривой $\varphi = 100\%$ и прямой $t = t_{\text{w}} = 17^{\circ}\text{C}$. Точка 1 соответствует предельно конечному состояний воздуха (т.е.

состоянию пограничного между воздухом и водой слоя). Читаем по $J-d$ -диаграмме $J_0 = 42$ кДж/кг, $d_0 = 9$ г/кг, $d_1 = 12,6$ г/кг, $t_1 = 17$ °С, $d_k = 0,7$ г/кг, $J_1 = 48,7$ кДж/кг.

Проанализируем процесс:

- так как $t_{нач} > t_{кон}$, воздух охладился и отдал воде явное тепло

$$Q_{я} = G_{пр}c(t_{кон} - t_{нач}) = 1000 \times 1(17 - 20) = -3000 \text{ кДж/ч};$$

- так как $d_{нач} < d_{кон}$ воздух увлажнился и воспринял от воды вместе с парами скрытое тепло

$$Q_{ск} = G_{пр}(2500 + 1,8t_{кон}) \frac{\Delta d}{1000} = 1000 \times (2500 + 1,8 \times 17) \times 3,6 = 8900 \text{ кДж/ч};$$

- так как воздух отдал тепла меньше, чем воспринял, вода наоборот, значит, она остыла;

чтобы повторно использовать воду из поддона форсуночной камеры, ее нужно подогреть, сообщив ей столько тепла, сколько она в итоге отдала воздуху:

$$\begin{aligned} Q_{п} &= G (I_{кон} - I_{нач}) \text{ или } Q_{п} = Q_{ск} + Q_{я}; \\ Q_{п} &= 1000 (48,7 - 42,8) = 5900 \text{ кДж/ч} \\ \text{или } Q_{п} &= 8900 - 3000 = 5900 \text{ кДж/ч.} \end{aligned}$$

Задача 9.

Аналогично примеру 2 проанализируйте процессы обработки одного и того же воздуха с параметрами φ_0 , t_0 водой различной температурой t_w . Значения начальных параметров и температуры воды (для смеси случаев) приведены в табл.7 приложения.

Пример 3.

Наружный воздух с параметрами $t_n = 29$ °С, $J_n = 66$ кДж/кг в количестве $L_n = 10000$ м³/ч охлаждается в форсуночной камере до $t_0 = 13$ °С. Определите коэффициент эффективности теплообмена в камере орошения E , если после камеры относительная влажность воздуха $\varphi = 95$ %; холодопроизводительность камеры; конечную температуру воды t_{wk} и расход воды, если на выходе из форсунок вода имеет температуру $t_{wn} = 7$ °С.

На $J-d$ -диаграмму наносим точки N и O , соответствующие состояниям воздуха перед камерой и после нее (в реальном процессе). Соединим эти точки прямой и продлим последнюю до $\varphi = 100$ %. Полученная на $j = 100$ % точка O' соответствует предельному, теоретическому состоянию воздуха после камеры орошения.

По $J-d$ -диаграмме читаем $t_{O'} = 11,5$ °С, $J_0 = 36,1$ кДж/кг, $J_{O'} = 33,6$ кДж/кг, $d_n = 14,8$ г/кг, $d_0 = 9,1$ г/кг, $d_{O'} = 8,5$ г/кг

В теоретическом процессе предельная конечная температура воздуха после камеры орошения равна конечной температуре воды, т.е. $t_o' = t_{wk} = 11,6$ °С. Холодопроизводительность камеры орошения (количество тепла, отданного воздухом воде)

$$Q_x = G_H (I_H - I_o) = 11690 \times (68 - 36,1) = 371911 \text{ кДж/ч,}$$

$$G_H = L_H \frac{353}{273 + t_H} = 10000 \cdot 1,169 = 11690 \text{ кг/ч.}$$

Количество разбрызгиваемой воды определяется из условия, что она восприняла тепла столько, сколько отдал воздух (потери в окружающую среду фактически в этом случае всегда равны нулю) и при этом нагрелась от $t_{wh} = 7$ °С до $t_{wk} = 11,6$ °С,

$$G_g = \frac{Q_x}{c_g \cdot (t_{wk} - t_{wh})} = \frac{371911}{4,19 \cdot (11,6 - 7)} = 19500 \text{ кг/ч,}$$

т.е. коэффициент орошения должен составить

$$\mu = \frac{G_g}{G_H} = \frac{19500}{11690} = 1,67 \text{ кг/кг}$$

Коэффициент эффективности теплообмена равен отношению отрезков прямых HO и HO' соответствующих реальному и теоретическому процессам, или соотношению их проекций на любую ось координат, т.е.

$$E = \frac{HO}{HO'} = \frac{I_H - I_o}{I_H - I_o'} = \frac{d_H - d_o}{d_H - d_o'} = \frac{t_H - t_o}{t_H - t_{wk}} = \frac{29 - 13}{29 - 11,6} = 0,92.$$

Задача 10.

Установите можно ли получить после форсуночной камеры воздух с $t_{кон}$ если его начальные параметры t_0, φ_0 . Если можно, то какая температура воды при этом нужна. Значение начальных параметров и конечной (в реальном процессе) температуры его (для семи случаев) примите по табл.8 приложения.

Пример 4.

Наружный воздух с параметрами $t_H = 1$ °С, $d_H = 3,0$ г/кг в количестве $L_H = 10000$ м³/ч смешивается с рециркуляционным воздухом в количестве $L_p = 20000$ м³/ч, имеющим $t_g = 24$ °С, $d_g = 12,6$ г/кг. Определить параметры смеси.

Наносим на $J-d$ -диаграмму точки Н и В и соединяем их прямой. Измеряем длину отрезка НВ (НВ = 108 мм в масштабе диаграммы по которой решался пример). Точка С будет делить пряную НВ на отрезки, обратнопропорциональные расходам воздуха, т.е.

$$\frac{HC}{CB} = \frac{G_p}{G_n} \text{ или } \frac{CB}{HB} = \frac{G_n}{G_{см}}, \text{ или } \frac{HC}{HB} = \frac{G_p}{G_{см}}.$$

Определяем массу воздуха рециркуляционного, наружного и смеси и длину отрезка HC:

$$G_n = L_n \cdot \rho_n = L_n \frac{353}{273 + t_n} = 10000 \cdot \frac{353}{273 + 1} = 12880 \text{ кг/ч};$$

$$G_p = L_p \cdot \rho_e = L_p \frac{353}{273 + t_e} = 20000 \cdot \frac{353}{273 + 24} = 24100 \text{ кг/ч};$$

$$G_{см} = G_n + G_p = 12880 + 24100 = 36980 \text{ кг/ч};$$

$$HC = HB \frac{G_p}{G_{см}} = 108 \cdot \frac{24100}{36980} = 70,2 \text{ мм}.$$

Откладываем длину отрезка HC и получаем положение точки C. $t_{см} = 15,9 \text{ }^\circ\text{C}$, $d_{см} = 9,2 \text{ г/кг}$.

Задача 11.

Из камеры орошения кондиционера выходят воздух в количестве G_k с параметрами t_k и φ_k . Воздух, подаваемый в помещение в количестве G_{np} должен иметь влагосодержание d_n для получения такого влагосодержания часть наружного воздуха пропускается по байпасу мимо камеры орошения. Определите количество байпасируемого воздуха G_b , при этом примите параметры наружного воздуха t_n , φ_n и другие исходные данные по табл.9 приложения.

Пример 5.

В рабочей зоне помещения цеха текстильной фабрики необходимо обеспечить $t_e = 22 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_e = 70 \%$ (при $P_{бар} = 745 \text{ мм рт. ст.}$). Приточный воздух $G_{пр} = 17600 \text{ кг/ч}$ имеет влагосодержание $d_{np} = 0,9 \text{ г/кг}$. Увлажнение воздуха в цехе производится местной системой путем распыления водопроводной воды с полным ее испарением. Определить, с какой температурой t_{np} должен подаваться в помещение воздух и какое количество воды необходимо подавать из системы до увлажнения.

Наносим на $I-d$ -диаграмму точку В и от нее проводим линию $I_e = const$ до пересечения с линией влагосодержания $d_{np} = 0,9 \text{ г/кг}$ и находим температуру точки П $t_{np} = 49,4 \text{ }^\circ\text{C}$. Расход воды должен быть

$$G_e = G_{np} \cdot (d_e - d_{np}) \cdot \frac{1}{1000} = 17600 \cdot (11,8 - 0,9) \cdot \frac{1}{1000} = 191,9 \text{ кг/ч}.$$

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1. Исходные данные к задаче №1

Вариант	t_n , °C	I_n , кДж/кг	t_b , °C	ϕ_b , %	Q_y , кДж/ч	W , кг/ч
1	-20	-18,9	20	30...45	-5000	1,2
2	-10	-8,5	21	30...45	-4000	2,0
3	-16	-12,5	22	30...45	-4500	0,8
4	-15	-13,0	20	30...45	-6000	3,0
5	-5	-3,0	21	30...45	-5000	3,0

Таблица 2. Исходные данные для расчета систем кондиционирования воздуха к задачам №2-7

№ п.п	Параметры наружного воздуха				Теплоизбытки, Q_n , Вт		Избыточные влаговыделения $M_{вл}$, кг/ч		Температура приточного воздуха t_n , °C
	температура t_n , °C		удельная энтальпия I_n , кДж/кг		теплый период года	холодный период года	теплый период года	холодный период года	
	теплый период года	холодный период года	теплый период года	холодный период года					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	33,0	-22	64,5	-20,9	45000	25000	20	20	18
2	32,5	-31	56,9	-30,6	55000	30000	20	20	17
3	28,3	-39	55,7	-38,9	65000	35000	25	25	16
4	27,7	-43	53,2	-43,1	75000	40000	25	25	15
5	27,3	-24	53,2	-23,0	85000	45000	30	30	18
6	31,8	-25	58,6	-24,3	95000	50000	35	35	17
7	33,0	-22	57,8	-20,9	105000	55000	40	40	16
8	28,9	-25	54,8	-24,3	115000	60000	40	40	15
9	26,8	-30	54,9	-29,7	125000	65000	45	45	18
10	31,0	-24	57,4	-23,0	135000	70000	50	50	17
11	27,0	-28	52,8	-27,6	145000	75000	50	50	16
12	27,3	-30	54,8	-29,7	155000	80000	55	55	15
13	28,7	-21	56,1	-19,7	165000	85000	60	60	18
14	28,1	-31	56,9	-30,6	175000	90000	65	65	17
15	30,2	-15	59,5	-13,0	185000	95000	65	65	16
16	30,8	-19	63,6	-17,6	195000	100000	70	70	15
17	29,7	-27	55,3	-26,8	205000	105000	75	75	18
18	28,4	-35	53,6	-35,2	215000	110000	75	75	17
19	24,8	-25	51,5	-24,3	225000	125000	80	80	16
20	26,4	-19	57,4	-17,6	235000	120000	85	85	15
21	25,9	-25	53,6	-24,3	245000	125000	90	90	18
22	28,5	-25	54,0	-24,3	225000	115000	80	80	17
23	28,6	-18	62,0	-16,3	205000	105000	75	75	16
24	27,7	-37	53,6	-36,8	185000	95000	65	65	15
25	26,3	-34	53,2	-33,5	165000	85000	60	60	18
26	27,3	-27	53,6	-26,8	145000	75000	50	50	17

27	31,9	-22	60,7	-20,9	125000	65000	45	45	16
28	30,5	-25	56,5	-24,3	105000	55000	35	35	15
29	28,7	-31	51,1	-30,6	85000	45000	30	30	18
30	29,4	-23	56,1	-22,2	65000	35000	25	25	17

Таблица 3. Расход приточного воздуха к задаче №3

№№ п.п	G, кг/ч	№№ п.п	G, кг/ч	№№ п.п	G, кг/ч
1	20769	11	50680	21	116050
2	23023	12	47288	22	92045
3	22718	13	81370	23	73800
4	23894	14	71590	24	56440
5	42500	15	64600	25	82500
6	40714	16	60517	26	62143
7	36699	17	101096	27	36585
8	35085	18	93253	28	34364
9	61644	19	79412	29	43714
10	57857	20	71695	30	27200

Таблица 4. Расход приточного воздуха к задаче №5

№№ п.п	G, кг/ч	№№ п.п	G, кг/ч	№№ п.п	G, кг/ч
1	21892	11	53814	21	124225
2	24444	12	50727	22	97590
3	22941	13	84857	23	75306
4	25000	14	76829	24	58421
5	44348	15	67959	25	84857
6	41205	16	63818	26	65250
7	38182	17	102500	27	45918
8	37297	18	92143	28	34054
9	64286	19	81818	29	43714
10	57176	20	76909	30	27209

Таблица 5. Расход воздуха приточного G, первой G₁, и второй G₂ рециркуляции к задаче №7

№№ п.п	G, кг/ч	G ₁ , кг/ч	G ₂ , кг/ч	№№ п.п	G, кг/ч	G ₁ , кг/ч	G ₂ , кг/ч
1	21040	4030	10960	16	62680	17910	17910
2	23020	5460	9370	17	130940	21300	50700
3	23170	6010	8150	18	93250	22520	36960
4	24770	7200	6780	19	82650	21720	28350
5	44350	9040	21760	20	74870	20750	23000
6	39310	9440	15720	21	122500	24500	61250
7	38180	10040	13090	22	97590	23710	38320
8	35085	9562	11180	23	75310	19790	25830
9	62500	12280	31800	24	59460	17210	16440
10	57860	14030	22790	25	84860	17070	42180

11	53270	14380	17330	26	62890	15180	24930
12	49820	14040	14720	27	43690	11420	15150
13	84860	17180	41920	28	34360	10220	8800
14	75000	17620	30960	29	44350	9030	21770
15	66600	17500	22850	30	28190	6650	11570

Таблица 6. Исходные данные к задаче №8

Вариант	$t_0, ^\circ\text{C}$	$I_0,$ кДж/кг	Температура воды, $^\circ\text{C}$						
			t_{w1}	t_{w2}	t_{w3}	t_{w4}	t_{w5}	t_{w6}	t_{w7}
1	16	32,3	18	16	13	11	9	7	5
2	20	42,8	22	20	18	15	13	12	9
3	17	43,0	20	17	15	13	11	10	8
4	21	30,0	22	21	18	14	12	9	5
5	21	35,3	23	22	17	12	10	5	3

Таблица 7. Исходные данные к задаче №9

Вариант	$t_0, ^\circ\text{C}$	$\varphi,$ %	Температура воды, $^\circ\text{C}$						
			t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	t_6	t_7
1	21	35	23	21	19	13	11	6	4
2	20	60	21	20	19	16	14	13	10
3	17	63	19	17	16	14	12	11	9
4	16	55	17	16	14	12	10	8	6
5	21	36	20	21	19	15	13	10	6

Таблица 8. Исходные данные к задаче №10

Вариант	Пример 18					
	$G_k,$ кг/ч	$t_n,$ $^\circ\text{C}$	$I_n,$ кДж/кг	$t_k,$ $^\circ\text{C}$	$\varphi_k,$ %	$d_{np},$ г/кг
1	10000	26	36	19	95	7
2	15000	28	44	11	95	6
3	20000	30	63	15	95	11
4	25000	32	58	12	95	10
5	30000	25	48	8	95	8

Таблица 7. Исходные данные к задаче №11

Вариант	Пример 21, 22. Примеры: 21, 22, 23, 25, 26						Пример 23		25,26
	$t_n,$ $^\circ\text{C}$	$I_n,$ кДж/кг	$t_b,$ $^\circ\text{C}$	$\varphi_b,$ %	$Q_{я},$ кДж/ч	$W,$ кг/ч	$\varphi'_n,$ %	$t'_n,$ $^\circ\text{C}$	$\frac{G_n}{G_{np}} \geq$
1	33	59	20	30...60	3000	1,3	10	10...20	0,1
2	29	55	21	30...60	6000	2,0	20	12...20	0,15
3	28	660	22	30...60	4500	1,0	15	11...19	0,2
4	30	61	23	30...60	9000	3,3	20	12...22	0,25
5	30	64	25	30...60	7500	3,3	30	15...25	0,3

Литература

Основная

1. Богословский В.Н. Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха: учебник для вузов / В.Н.Богословский. — 3-е изд. — СПб. : Авок Северо-Запад, 2006. — 400с. — (Инженерные системы зданий). — Библиогр. В конце кн. — ISBN 5-902146-10-0/в пер./: 180.00.

2. Ананьев В.А. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика / В. А. Ананьев, Л. Н. Балужева, В. П. Мурашко .— Новая ред. — М. : Евроклимат, 2008 .— 504 с. : ил. — (Библиотека климатехника) .— Авт. указ. на обороте тит. л. — Библиогр. в конце кн. — ISBN 978-5-94836-171-0 (впер.) : 1275.00.

3. Вентиляция, кондиционирование и очистка воздуха на предприятиях пищевой промышленности : учеб. пособие для вузов / Е.А. Штокман [и др.]; под ред. Е.А. Штокмана. — 2-е изд., испр. и доп. — М.: АСВ, 2007.- 632с.:ил.— Библиогр. в начале кн.— ISBN 978-5-93093-522-6.

Дополнительная

1. Полушкин В.И. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха: Учеб. Пособие. Ч.1. Теоретические основы создания микроклимата в помещении / В.И. Полушкин, О.Н. Русак, С.И. Бурцев и др. — СПб.: Профессия, 2002. — 176с.: ил. — (Специалист). — Библиогр. В конце кн. — ISBN 5-93913-031-3 /в пер./ : 145.48.

2. Аверкин А.Г. Примеры и задачи по курсу "Кондиционирование воздуха и холодоснабжение" : учеб.пособие для вузов / А.Г.Аверкин .— 2-е изд.,испр.и доп. — М.;Пенза : АСВ, 2007 .— 126с. : ил. — Библиогр.в конце кн. — ISBN 978-5-93093-199-0 : 113.00.

3. Подбор и расчет оборудования систем кондиционирования воздуха : учебное пособие / Г. Н. Зеленко ; ТулГУ, Ин-т горного дела и строительства .— Тула : Изд-во ТулГУ, 2019 .— 166 с. : ил. — ISBN 978-5-7679-4312-8