

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ТУЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**Институт горного дела и строительства
Кафедра «Охрана труда и окружающей среды»**

Утверждено на заседании кафедры
«Охрана труда и окружающей среды»
«_26_» __01__ 2021 г., протокол №__6__
Заведующий кафедрой

_____В.М. Панарин

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
по проведению практических (семинарских) занятий
по дисциплине (модулю)**

«Системы вентиляции»

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

по направлению подготовки
20.03.01 Техносферная безопасность

с направленностью (профилем)
Инженерная защита окружающей среды

Форма обучения: очная, заочная

Идентификационный номер образовательной программы: 200301-01-21

Тула 2021 год

Разработчик:

Рылеева Е.М., доцент, к.т.н., доцент



(ФИО, должность, ученая степень, ученое звание)

(подпись)

Практическое занятие №1

Свойства воздуха и процессы изменения его состояния

Определение основных параметров влажного воздуха с помощью I–d-диаграммы.

Расчет вредных выделений в промышленном здании.

I–d-диаграмма представляет собой графическую интерпретацию уравнения теплосодержания влажного воздуха. Диаграмма связывает между собой основные параметры, характеризующие состояние влажного воздуха, t , d , I , при определенном атмосферном давлении P_b . По заданным двум параметрам на I–d-диаграмме можно определить два остальных.

I–d-диаграмма дает возможность определять параметры влажного воздуха, наглядно изображать процессы его изменения, графически решать практические задачи по расчету систем вентиляции и кондиционирования воздуха, сушильных процессов, испарителей, охладительных установок при сокращении до минимума аналитических расчетов.

Пример №1. Воздух помещения имеет температуру $t_b=18$ и влагосодержание $d_b=8$ г/кг. Парциальное давление $p_p=9,65$ мм рт.ст. Определить относительную влажность воздуха.44

Пример №2. Нагретый воздух в количестве $G=20000$ кг/ч с параметрами $t_g=22$; $\phi=4\%$; $d_g=0,41$ г/кг увлажняется в камере орошения кондиционера, после чего $t_k=+7,5$ и $\phi=95\%$. Определить влагосодержание воздуха d_k после камеры орошения и количество воды, испарившейся в камере.

Пример №3. Определить объемный вес насыщенного воздуха при $t=+20$ и $P_b=760$ мм рт. ст.

Пример №4. Определить теплосодержание влажного воздуха при $t=+20$; $\phi=60\%$; $P_b=760$ мм рт.ст.

Пример №5. Наружный воздух в количестве $G_n=36000$ кг/ч с параметрами $t_n = -24$; $I_n = -5,6$ ккал/кг нагревается в калориферах до $t_r = +22$. Найти параметры нагретого воздуха и определить расход тепла в калориферах.

Пример №6. Параметры воздуха в помещении: $t=20$ и $d=8$ г/кг с. в-ха. Температура внутренней поверхности наружного ограждения равна 8. Определить минимальную допустимую температуру поверхности стены из условия недопустимости конденсации водяных паров.

Температурой точки росы называется температура, при которой начнется конденсация пара в процессе охлаждения воздуха при постоянном влагосодержании.

Если влажный воздух с начальными параметрами t_1, d_1, I_1 охлаждать при неизменном влагосодержании, то будет снижаться теплосодержание, падать температура и увеличиваться относительная влажность. Настанет момент. Когда воздух станет насыщенным и его относительная влажность будет $\varphi=100\%$. Дальнейшее охлаждение воздуха вызовет конденсацию пара, т.е. выпадение из воздуха влаги в виде росы.

Точка росы является пределом возможного охлаждения влажного воздуха при неизменном влагосодержании. Для определения точки росы необходимо найти такую температуру, при которой влагосодержание данного воздуха равно его влагоемкости.

Температурой мокрого термометра называется предельно возможная температура его охлаждения при адиабатическом процессе. Если влажный воздух с параметрами t, d, I и имеет контакт с открытой поверхностью воды, происходит тепло- и массообмен между водой и воздухом. Вследствие наличия разности парциальных давлений пара у поверхности воды и в воздухе, вода испаряется и влагосодержание воздуха возрастает. Так как процесс происходит без подвода и отвода тепла (адиабатически), общее теплосодержание участвующих в процессе тел не изменяется, а тепло на испарение воды отбирается от сухой части влажного

воздуха. При этом теплосодержание сухой части $I_c=0,24 \text{ t}$ уменьшается, а теплосодержание пара возрастает.

В результате температура воздуха t понижается, а относительная влажность возрастает; возрастает также теплосодержание влажного воздуха за счет тепла воды, испарившейся в воздух. Однако прирост теплосодержания воздуха незначителен и для практических расчетов приближенно принимается теплосодержание влажного воздуха постоянным, а процесс его изменения – адиабатическим.

Испарительное охлаждение воздуха может происходить до предела, когда воздух станет насыщенным, $\alpha = 100\%$. Дальнейшее испарение воды в воздух и понижение его температуры будет невозможным. Температура воздуха станет минимально возможной для данного случая; вода приобретает такую же температуру. Эта температура и называется температурой мокрого термометра t_m и может быть замерена термометром, у которого шарик постоянно смачивается водой. Вода, испаряясь с поверхности шарика, отбирает от него тепло, и температура шарика падает. Мокрый термометр воспроизводит процесс адиабатического испарительного охлаждения воздуха.

Пример №7. Даны параметры воздуха: $t_{t.p.}=6$ и $t_{m.t.}=10$. Определить остальные параметры воздуха.

Пример №8. Влажный воздух имеет температуру $t_{l.}=+18$, влагосодержание $d_{l.}=7,0 \text{ г/кг}$. Определить его теплосодержание I_l и относительную влажность ϕ при $P_b=745 \text{ мм рт. ст.}$

Пример №9. Влажный воздух имеет $t_{l.}=18$ и $\phi=53\%$. Определить температуру точки росы t_p , если $P_b=745 \text{ мм рт. ст.}$

Пример №10. Для условий примера 10 определить температуру мокрого термометра t_m .

Процесс изменения параметров влажного воздуха (нагревание, охлаждение, увлажнение, осушка, комбинированные процессы) изображается на $I-d$ -диаграмме линией, которая соединяет точки с начальными и конечными параметрами воздуха.

Нагревание влажного воздуха в калориферах от начальной t_n до конечной температуры t_g происходит при неизменном влагосодержании d_n . Процесс изображается вертикальной прямой $d=\text{const}$, направленной вверх от точки Н до точки Г.

При нагревании воздуха повышается его температура и теплосодержание; относительная влажность падает, максимальная температура нагреваемого воздуха может быть равной температуре греющей поверхности калорифера. Расход тепла на нагревание 1 кг равен разности теплосодержаний конечного и начального воздуха $Q_0 = I - I_n$ ккал/кг. Тогда полный расход для G кг/ч воздуха

$$Q = G \Delta I = G (I_g - I_n) .$$

Пример №11. Наружный воздух в количестве $G=31000$ кг/ч с параметрами $t_n = -12$; $I_n = -3,4$ ккал/кг должен быть нагрет в калориферах до $t_g = +24$. Определить параметры нагретого воздуха d_g , I_g , γ и расход тепла Q в калориферах, если $P_6 = 745$ мм рт. ст.

Пример №12. Воздух с параметрами $t_A = 16$; $d_A = 5,4$ г/кг в количестве $G_A = 12000$ кг/ч смешивается с $G_B = 18000$ кг/ч воздуха, имеющего $t_B = 24$; $d_B = 12,6$ г/кг. Определить параметры смеси.

Пример №13. Наружный воздух с параметрами $t_x = -19$; $I_x = 4,3$ ккал/кг смешивается воздухом после камеры орошения с параметрами $t_r = 18,9$; $\gamma = 95\%$. Определить параметры смеси в точке Р, если в точке Г в два раза больше, чем воздуха в точке Х.

Пример № 14. Смешиваются наружный и внутренний воздух. Объем наружного воздуха $G_1 = 5000 \text{ м}^3$; $t_1 = +10^\circ\text{C}$; $\phi = 80\%$; $d_1 = 4,58$ г/кг; $I_1 = 25,6$ кДж/кг; $Q_1 = 1,24$

кг/м³ (состояние 1); объем внутреннего воздуха $G_2=10000$ м³, $t_1=+25^{\circ}\text{C}$; $\phi=60\%$; $d_2=15$ г/кг; $Q_2=1,16$ кг/м³; $I_2=55$ кДж/кг (состояние 2). Атмосферное давление 105 Па. Определить параметры смеси.

Практическое занятие №2

Расчет вредных выделений в промышленном здании.

Расчет количества вредных выделений при различных технологических процессах определяется в соответствии с методическими указаниями: «Сборник методов по определению количества вредных выделений» С-Пб. 1987 г.

2.1. Определение влагопоступления

2.1.1. 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.

2.1.2. Выделение влаги от остывающей пищи

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

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

где $Q_{пищ.ск}$ – 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).

2.2. 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

$$G_{CO_2} = q_{CO_2} \cdot n, \quad (3.3)$$

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

n – количество людей в помещении;

Для помещений, воздухообмен которых определяют расчетом по условию разбавления вредных выделений до предельно допустимых концентраций или ассимиляций тепло- и влагоизбытков помещения, составляется сводная таблица вредностей, выделяющихся в помещении. Форма таблицы представлена ниже.

Таблица 3.1.

Сводная таблица вредностей, выделяющихся в помещении

№ п. п	Наименование помещения	Объем помещения, м ³	Расчетный период года	Тепловые избытки				Влаго-выделения, ,	Газо-выделения, г/ч
				явное тепло		скрыт . тепло	полное тепло		
				кДж/	кДж/м ³	кДж/	кДж/ч		

				ч	· ч	ч		кг/ч	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
			Теплый						
			Холодный						

Примечание. Графа 6 – отношение избытков явного тепла к объему помещения (является характеристикой теплонапряженности помещения и применяется при выборе расчетной температуры в помещении).

Задача № 1. Определить количество вредных веществ, поступающих в воздух рабочей зоны, если на сварочном посту ведется ручная электродуговая сварка электродами типа МР-4 в количестве 200 кг/год и на рабочем месте установлен местный отсос в виде отсасывающей панели.

Задача № 2. Определить количество загрязняющих веществ, поступающих в воздух рабочей зоны, если на рабочем месте ведется резка металла с использованием карбида кальция в количестве 30 кг/год. Определить требуемый воздухообмен для проветривания помещения.

Задача № 3. Определить поступление загрязняющих веществ от линии гальваники (ванн травления размерами $a \cdot b = 0.5 \cdot 0.8$ м, ванна декапирования- $0.8 \cdot 1.2$ м, ванна оксидирования- $0.7 \cdot 1.4$ м.). Определить потребность воздухообмена для помещения.

Задача № 4. Определить количество явной теплоты, поступающей в помещение с открытой водной поверхности ванны.

Размер ванны $b \cdot l = 1,2 \cdot 1$, температура воды в глубине $t_{ж} = 350^{\circ}\text{C}$, уровень воды находится на расстоянии $= 0,08$ м от кромки. Параметры окружающей среды: $t_{в} = 180^{\circ}\text{C}$, $= 50\%$, $t_{р} = 7,50^{\circ}\text{C}$. Направление потока воздуха вдоль стороны ванны длиной 1 м, скорость воздуха над поверхностью ванны $= 1$ м/с.

Задача № 5. Температура воды 350С. Уровень воды находится на расстоянии =0,08 м от кромки ванны. Скорость воздушного потока, омывающего поверхность ванны вдоль меньшей стороны ванны, =1м/с. Параметры внутреннего воздуха: температура $t=180\text{С}$; влажность =50%; $t_p=7,50\text{С}$. Барометрическое давление $p_b=745$ мм рт. ст., $p_p=7,74$ мм рт. ст. Определить количество испаряющейся влаги с открытой поверхности ванны размером 1,2*1 м.

Задача № 6. Определить количество воды, испаряющейся с поверхности пола мокрого цеха, при следующих условиях: температура воздуха помещения $t_b=180\text{С}$, относительная влажность =70%. Барометрическое давление $p_b=745$ мм рт. ст. Площадь пола $F=15*24=360$ м². Вода покрывает пол тонкой пленкой.

Практическое занятие № 3 Расчет аэрации.

Пример №1. Рассчитать аэрацию цеха, размещенного в однопролетном здании, для теплого периода года при следующих условиях: расстояние по вертикали между центрами нижних приемов и створок фонаря $h=10$ м; выделение явной теплоты $Q=1485000$ Вт. Наружная расчетная температура $t_H=+21.6^0$ ($p_H=1.199$ кг/м³), температура на отметке рабочей зоны $t_{p.з.}=t_H+\Delta$ $t_{p.з.}=21.6+5=26.6^0\text{С}$. Отношение площади, занимаемой теплоотдающим оборудованием, к общей площади помещения $\sum f/F=0.11$. Конструкция створок оконного проема- одинарная верхнеподвесная; $h/l=0.5$; угол открытия $\alpha_1=60^0$. Фонарь П- образной формы с ветрозащитными панелями, находящимися панелями, находящимися на относительном расстоянии $l/h=1.5$ с углом открытия $\alpha_2=70^0$.

Решение: Определяем значение коэффициента m . При $\sum \xi/F=0.11$ $m=0.42$.
Определяем температуру воздуха:

$$t_{yx} = t_H + (t_{p.з.} + t_H) / m = 21.6 + (26.6 - 21.6) / 0.42 = 33.5^0\text{С}$$

определится $\Delta p_{1,2}$

$$\Delta p_{1,2} = h(\rho_H - \rho_{yx}),$$

где $h=10$ м, $\rho_n = 1.199 \text{ кг/м}^3$; $\rho_{yx} = 1.152$ - плотность внутреннего или уходящего воздуха при $t_n = 33.5^\circ$;

$$\Delta p_{1,2} = 10(1.199 - 1.152)9.8 = 4.60 \text{ Па}$$

При расчете аэрации рекомендуется учитывать, что площадь приточных створок должна быть намного больше площади вытяжных, створок уменьшается скорость поступающего в цех наружного (приточного) воздуха, вследствие чего восходящие от горячего оборудования теплые потоки будут меньше размываться в рабочей зоне; следовательно, располагаемое давление для поступления приточного воздуха Δp_1 , будет соответственно меньше располагаемого давления, необходимого для удаления вытяжного воздуха, т.е. $\Delta p_1 < \Delta p_2$.

Учитывая сказанное, определим Δp_1 :

$$\Delta p_1 = n \Delta p_{1,2} = 0.10 * 4.60 = 0.46 \text{ Па},$$

где $n=0.1$ – доля располагаемого общего давления, расходуемого на проход воздуха через приточные створки оконных проемов.

Определим Δp_2 - располагаемое давление для осуществления вытяжки через створки вентиляционного фонаря:

$$\Delta p_2 = \Delta p_{1,2} - \Delta p_1 = 4.60 - 0.46 = 4.14 \text{ Па}$$

Находим площади вентиляционных проемов, для чего напомним в развернутом виде значения располагаемых давлений:

$$\Delta p_1 = \xi_1 \frac{v_1^2 \rho_n}{2}; \quad \Delta p_2 = \xi_2 \frac{v_2^2 \rho_{yx}}{2},$$

где v_1 - скорость в сечении приточных проемов; v_2 - то же, в сечении вытяжных; ξ_1, ξ_2 - коэффициенты местного сопротивления соответственно приточных и вытяжных проемов; $\xi_1 = 3.2$ для среднеподвесной створки при $\alpha = 60^\circ$ и $h/l=1.1$; $\xi_2 = 5.8$ для вытяжного П-образного фонаря с ветрозащитными панелями при отношении $A/h=3.3$. Определим v_1 и v_2 .

$$v_1 = \sqrt{2 \Delta p_1 / (\xi_1 \rho_n)} \quad v_2 = \sqrt{2 \Delta p_2 / (\xi_2 \rho_{yx})}$$

Площадь приточных проемов

$$F_1 = (G / \rho_n) / (3600 \sqrt{2 \Delta p_2 / (\xi_1 \rho_n)}) = G / 3600 (\sqrt{2 \Delta p_1 \rho_n / \xi_1})$$

Площадь вытяжных проемов

$$F_2 = (G / \rho_{yx}) / (3600 \sqrt{2 \Delta p_2 / (\xi_2 \rho_{yx})}) = G / 3600 (\sqrt{2 \Delta p_1 \rho_{yx} / \xi_2})$$

После подстановки известных величин найдем (сумарные) площади:

приточных проемов

$$F_1 = 448000 / (3600 \sqrt{2 * 0.46 * 1.199 / 3.2}) = 212 \text{ м}^2$$

вытяжных проемов

$$F_1 = 448000 / (3600 \sqrt{2 * 4.14 * 1.152 / 5.8}) = 97 \text{ м}^2$$

Пример № 2 Определить вентиляционный обмен в цехе под действием одного ветра при следующих условиях. Наружная температура $t_n = 15^\circ \text{С}$, внутренняя температура $t_b = 15^\circ \text{С}$; площади вентиляционных фрамуг; $f_1 = 25 \text{ м}^2$, $f_2 = 25 \text{ м}^2$, $f_3 = 40 \text{ м}^2$, $f_4 = 20 \text{ м}^2$. Соответственно номерам фрамуг аэродинамические коэффициенты: $K_1 = + 0.5$, $K_2 = + 0.4$, $K_3 = -0.5$, $K_4 = - 0.6$. Значение K берут из таблиц продувок моделей здания в зависимости от направления ветра. Скорость ветра (средняя) $v_0 = 3,2 \text{ м/с}$. При $t_b = t_n$ аэрация совершается только за счет ветра.

Пример № 3 Рассчитать воздушную завесу у ворот гаража, выполненную по схеме с забором внутреннего воздуха и подачей его в завесу без подогрева. Размеры ворот: ширина $B = 3.5$, высота $H = 2.5 \text{ м}$. Расчетные температура наружного t_n и внутреннего t_b воздуха: $t_n = -20^\circ \text{С}$; $t_b = 10^\circ \text{С}$.

Пример № 4 Рассчитать воздушно-тепловую завесу для общественного здания при заборе на завесу внутреннего воздуха.

Дано: $t_n = -26^\circ \text{С}$; $\rho_n = 1,43 \text{ кг/м}^3$; $h_{л.к} = 9 \text{ м}$, $t_b = 16^\circ \text{С}$, $\rho_b = 1,43 \text{ кг/м}^3$, $h_{э.т} = 3 \text{ м}$, $H_{дв} = 2,5 \text{ м}$. Площадь открываемой створки двери $F_{вх} = 0,8 * 2,5 = 2 \text{ м}^2$, количество проходящих людей $n = 1000 \text{ чел/ч}$, $K = 0,38$, $\mu_{вх} = 0,1$ (входные вращающиеся двери).

Пример № 5 Рассчитать аэрацию однопролетного цеха, имеющего незадуваемый фонарь. Дано $W_{изб} = 2000 \text{ ккал/сек}$; $W_0 = 100 \text{ ккал/м}^3$; $H = 15 \text{ м}$; $h_{р.з} = 1,5 \text{ м}$; $f_{нечей}/f_{нола} = 7 \%$; высота источников тепла $1,5 \text{ м}$ и выше; температура приточного воздуха $t_{пр} = 22^\circ \text{С}$; температуру воздуха в рабочей зоне принимаем $t_{р.з} = t_{пр} + 5 = 22 + 5 = 27^\circ \text{С}$; аэродинамические коэффициенты $K_1 = 0,6$; $K'_2 = - 0,5$; $K_2 = - 0,45$; $K_3 = - 0,3$; скорость ветра 4 м/сек .

Пример № 6 Дано: общее количество приточного воздуха $Q_{пр} = 9000 \text{ м}^3/\text{час}$; $Q_{пр.м} = 0$; количество воздуха, удаляемого механически, $Q_{выт. м} = 5400 \text{ м}^3/\text{час}$; суммарная площадь приточных отверстий $F_{пр} = 4,5 \text{ м}^2$; расстояние между центрами приточных и вытяжных отверстий $h = 12 \text{ м}$; перепад температур наружного и внутреннего воздуха $\Delta t = 25 - 20 = 5^\circ \text{С}$. Требуется определить размеры вытяжной шахты при помощи графика.

Практическое занятие № 4

Тепловой режим помещения

4.1 Общие положения

Термин «тепловой режим помещения» объединяет ряд физических процессов, происходящих в помещении или здании и определяющих тепловую обстановку в нем. На тепловую обстановку влияют следующие факторы: температура, подвижность и влажность воздуха, наличие конвективных и излучающих источников и стоков тепла, их размеры и температуры поверхностей и пр.

При расчете вентиляционных воздухообменов, при выборе принципиальных схем вентиляции и при определении способов подачи – удаления воздуха из помещения учитывается большинство из элементов теплового режима помещения.

4.2. 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:

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

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

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

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

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

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

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 теплопотерь 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 п.7.7 СНиП 41-01-2003.

4.3. Расчет поступлений теплоты в помещения

4.3.1. Тепlopоступления 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. Тепlopоступления 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.

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

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

где $Q_{пол}$, $Q_{яв}$, $Q_{ск}$ – тепловыделения от людей соответственно полные, явные, скрытые $кДж / ч$;

$q_{пол}$, $q_{яв}$ – тепловыделения одним человеком (соответственно полные и явные), принимаемые в зависимости от интенсивности физической нагрузки у людей и температуры в помещении, $Вт$, принимаются по [2] или 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. Теплоступления от женщин считаются равными 85% от величины, указанной в табл. 2.1, от детей до 10 лет — 75%. Теплоступления от людей в верхней одежде следует вводить в расчет с коэффициентом 0,75.

Таблица 2.1.

Количества тепла q , Вт, влаги W , г/ч, и диоксида углерода CO_2 , 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:	140	120	90	60	40	10
явная						
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:	150	120	100	65	40	5
явная						
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-прядильное производство, механо-сборочные, деревообрабатывающие, сварочные цехи)						
Теплота:	165	135	105	70	40	5
явная						
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

Следует суммировать тепlopоступления от людей, занятых трудовой деятельностью различных категорий и находящихся в одном помещении. Например, для определения избытков явного тепла $Q_{\text{люд.я}}$, Вт:

$$Q_{\text{люд.я}} = q_{\text{я. пок}} \cdot n_{\text{пок}} + q_{\text{я. л}} \cdot n_{\text{л}} + q_{\text{я. ср}} \cdot n_{\text{ср}} \quad (2.4)$$

где: $q_{\text{я. пок}}$, $q_{\text{я. л}}$, $q_{\text{я. ср}}$ — количество явной теплоты, выделяемой человеком соответственно в покое, при легкой работе и при работе средней тяжести, Вт/(ч·чел) по **табл. 2.1**;

$n_{\text{пок}}$, $n_{\text{л}}$, $n_{\text{ср}}$ — число людей, соответственно находящихся в покое, занятых легкой работой и работой средней тяжести.

Пример 2.1. Требуется определить явные, полные и скрытые тепловыделения от людей в зрительном зале с числом посадочных мест 600 при температуре внутреннего воздуха 23 °С.

Решение. По табл. 2.1 путем интерполирования определяем, что в состоянии покоя 1 чел. при температуре 23 °С выделяет 72 Вт явного тепла и 105 Вт полного тепла. Отсюда явные тепловыделения от 1 чел. составят: $Q_{\text{яв}} = 3,6 \cdot q_{\text{яв}} = 3,6 \cdot 72 = 259,2$ кДж/ч, а полные - $Q_{\text{пол}} = 3,6 \cdot q_{\text{пол}} = 3,6 \cdot 105 = 378$ кДж/ч. Следовательно, явные тепловыделения от 600 чел. составляют 155520 кДж/ч, а полные 226800 кДж/ч. Таким образом, скрытые тепловыделения от 600 чел. составляют $Q_{\text{ск}} = Q_{\text{пол}} - Q_{\text{яв}} = 226800 - 155520 = 71280$ кДж/ч.

4.3.2. 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 $Q_{\text{осв}}$, кДж/ч, можно определить по формуле:

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

если мощность светильников не известна,

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

где $N_{\text{осв}}$ – установленная мощность освещения, Вт;

F – площадь пола помещения, м²;

$q_{\text{осв}}$ – максимально допустимая удельная установленная мощность освещения, Вт/м². Определяется по [14] или **табл.2.2**;

$\eta_{\text{осв}}$ – доля тепла, поступающая от светильника в различные зоны помещения, определяется по [14] или **табл. 2.3**.

Если в помещении предусматривается подача приточного воздуха, не возмущающая верхнюю зону помещения, из которой осуществляется вытяжка, то $\eta_{\text{осв}}$ можно определить по графе 3 **табл.2.3**. В противном случае следует считать все тепло поступающим в помещение ($\eta_{\text{осв}}$ определяется по графе 2 **табл. 2.3**). Если светильник расположен в пределах вентилируемого подшивного потолка или чердака, $\eta_{\text{осв}}$ 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, $\eta_{\text{осв}}$ 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 $\eta_{\text{осв}}$, 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 $q_{\text{осв}}$, Вт/м²

Наименование помещения	$q_{\text{осв}}$, Вт/м ²
1	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

окончание табл. 2.2

Наименование помещения	$q_{\text{осв}}$, Вт/м ²
• 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	вентилируемы й светильник
1	2	3	4	5
Лампы накаливания	1/0	0,9/0,1	0,85/0,15 ¹	0,8/0,2
Люминесцентн ые 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				

Пример 2.2. Требуется определить тепловыделения от источников общего освещения люминесцентными лампами диффузного рассеянного света в торговом зале магазина промышленных товаров площадью 200 м². Светильники находятся вне помещения.

Решение. По табл. 2.2 принимаем Максимальную удельную установленную мощность освещения $q_{\text{осв}} = 20$ Вт/м². Доля тепловой энергии, попадающей в

помещение, $\eta_{\text{осв}} = 0,5$. Тогда тепловыделения в помещении, определяемые по формуле (2.6), будут равны

$$Q_{\text{осв}} = 3,6 \cdot 200 \cdot 20 \cdot 0,6 = 8640 \text{ кДж/ч.}$$

4.3.3. 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 $Q_{\text{н.р.}}$, и из теплового потока за счет теплопередачи через заполнение $Q_{\text{мн}}$

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:

$$Q_{\text{с.р.}} = Q_{\text{н.р.}} + Q_{\text{м.н.}}, \quad (2.7)$$

Первое слагаемое этой суммы находим по формуле

$$Q_{\text{н.р.}} = 3,6 \cdot (q_{\text{н}} \cdot K_{\text{инс}} + q_{\text{р}} \cdot K_{\text{обл}}) \cdot A_{\text{ок}} \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot \beta_3, \quad (2.8)$$

где $q_{\text{н}}$, $q_{\text{р}}$ — максимальная интенсивность прямой и рассеянной солнечной радиации, падающей на светопроем, Вт/м². В зависимости от

географической широты района строительства и ориентации ограждения определяется по [14] или **табл. 2.4**;

$A_{ок}$ — площадь светопроема, м²;

β_1 — коэффициент теплопропускания окон с учетом затенения непрозрачной частью (переплетами) заполнения светопроема, определяется по [14] или **табл. 2.5**;

β_2 — коэффициент теплопропускания прозрачной частью заполнения светопроема, определяется по [14] или **табл. 2.6**;

β_3 — коэффициент теплопропускания нестационарными солнцезащитными устройствами, определяется по [14] или **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	479/12	551/145	621/165	460/125	159/71

		4				
60	663/105	534/12 3	579/137	632/149	469/116	165/68
64	628/91	582/12 1	622/135	655/145	490/101	170/65
68	607/91	637/12 1	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 деревян- ного и ПВХ переплета	для метал- лического 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

№	Заполнение проема*	β_2
---	--------------------	-----------

п/п		
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
	из стекла толщиной 2,5 – 3,5 мм с твердым или мягким селективным покрытием	
2	Двойное остекление	
	из обыкновенного стекла:	
	толщиной 2,5 – 3,5 мм	0,85
	толщиной 4 – 6 мм	0,76
	из стекла толщиной 2,5 – 3,5 мм с твердым или мягким селективным покрытием	0,57
	из органического стекла для зенитных фонарей	0,9
3	Тройное остекление	
	из обыкновенного стекла:	
	толщиной 2,5 – 3,5 мм	0,76
	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
4	Четверное остекление	
	из обыкновенного стекла:	
	толщиной 2,5 – 3,5 мм	0,72
	из стекла толщиной 2,5 – 3,5 мм с твердым или мягким селективным покрытием	0,48
5	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 непроветриваемые:</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 проветриваемыми солнцезащитными устройствами в два раза ниже приведенных коэффициентов для межстекольных непроветриваемых 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.

Пример 2.3. Определить теплопоступление солнечной радиации через четыре окна в помещении, расположенное на 56° с.ш., заполнения световых проемов ориентировано на ЮЗ. Остекление окон одинарное в металлических переплетах, толщина стекла $\delta = 2,5$ мм. Размеры окон: высота 1,8 м, ширина 2 м..

Решение. Теплопоступление солнечной радиации, непосредственно прошедшей через остекленную часть конструкции $Q_{n,p}$ определяется по формуле (2.8):

$$Q_{n,p} = 3,6 \cdot (q_n \cdot K_{инс} + q_p \cdot K_{обл}) \cdot A_{ок} \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot \beta_3 = 3,6 \cdot (551 \cdot 1 + 145 \cdot 0,85) \cdot 3,6 \cdot 0,9 \cdot 0,95 \cdot 1 = 7471 \text{ КДж/ч.}$$

Здесь $q_n = 551 \text{ Вт/м}^2$ и $q_p = 145 \text{ Вт/м}^2$ определены по **табл. 2.4** при географической широте района строительства 56° с.ш. и юго-западной ориентации.

$$A_{ок} = 1,8 \cdot 2 = 3,6 \text{ м}^2;$$

$$\beta_1 = 0,9 \text{ по } \textbf{табл. 2.5} \text{ для одинарного переплета};$$

$$\beta_2 = 0,95 \text{ по } \textbf{табл. 2.6} \text{ для одинарного остекления из обычного стекла толщиной}$$

$$2,5\text{-}3,5 \text{ мм};$$

$\beta_3 = 1$, так как никаких нестационарных солнцезащитных устройств не предусмотрено.

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:

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

где t_n — расчетная температура наружного воздуха, $^\circ\text{C}$;

q_n, q_p — максимальная интенсивность прямой и рассеянной солнечной радиации, падающей на горизонтальную поверхность, Вт/м^2 . В зависимости от географической широты района строительства определяется по **табл. 2.4**;

$A_{опр}$ — площадь покрытия, м^2 ;

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, $^\circ\text{C}$;

K — коэффициент теплопередачи покрытия, $K = 1/R_o$, $\text{Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$;

α_n — коэффициент теплоотдачи наружной поверхностью покрытия, Вт/м^2 , 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] или **прил.1**;

R_o — сопротивление теплопередачи заполнения светопроема, ($\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$), определяемое теплотехническим расчетом или принимается не менее нормируемых значений сопротивления теплопередачи заполнения светопроема $R_{\text{норм}}$:

$R_{\text{норм}}$ - определяется в зависимости от градусо-суток отопительного периода района строительства (табл. 4 [4]).

Градусо-сутки отопительного периода, ГСОП, определяют по формуле

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

где t_b — расчетная температура воздуха в помещении, $^\circ\text{C}$;

$t_{\text{ср.от.п}}$ — средняя температура отопительного периода, $^\circ\text{C}$, принимается по [6] или **прил.1**;

$Z_{\text{от}}$ - продолжительность отопительного периода в сутках, принимается по [6] или **прил.1**.

Тогда $R_{\text{норм}}$ определяется по формулам:

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

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

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 [1] или по **табл. 2.8**.

Таблица 2.8.

Градиенты температуры воздуха по высоте помещений жилых и общественных зданий

Удельные избытки явного тепла		$\text{grad}t$
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

Пример 2.4. Определить теплоступления от солнечной радиации через покрытие площадью $F = 60 \text{ м}^2$, для общественного здания (г. Рязань, географическая широта 56°с.ш.). Исходные данные: $t_b = 20^\circ \text{C}$; $t_{\text{ср.от.п}} = -3,5^\circ \text{C}$; $Z_{\text{от}} = 208 \text{ сут.}$; $t_H^E = -27^\circ \text{C}$; $t_{\text{н.ср}} = 15,2^\circ \text{C}$; $t_n^A = 22,8^\circ \text{C}$; $g = 3 \text{ м/с}$; $I_{\text{ср}} = 327 \text{ Вт/м}^2$; $P = 0,9$. Высота помещения 3м.

Решение. Определяем градусо-сутки отопительного периода по формуле 2.13. ГСОП = $[20 - (-3,5)] \cdot 208 = 4888$. Сопротивление теплопередачи покрытия по формуле 2.15 составит: $R_o = R_{\text{пр}} = 1,6 + 0,0004 \times 4888 = 3,56 \text{ м}^2 \cdot ^\circ \text{C/Вт}$. Коэффициент теплоотдачи наружной поверхности ограждающей конструкции, по формуле 2.12 $\alpha_n = 8,7 + 2,6 \times 3 = 16,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ \text{C)}$.

Температура уходящего воздуха под перекрытием по формуле 2.19 $t_{yx} = 20 + 1,1(3 - 1,5) = 21,65^\circ \text{C}$.

Теплоступления солнечной радиации за счет теплопередачи через покрытие при параметрах А наружного воздуха по формуле 2.11 составит:

$$Q_{m.n} = 3,6 \cdot \left[t_n + \frac{(q_n + q_p) \cdot P}{\alpha_n} - t_y \right] \cdot A_{\text{опр}} \cdot K = 3,6 \cdot \left[22,8 + \frac{(691 + 126) \cdot 0,9}{16,5} - 21,65 \right] \cdot 60 \cdot 1/3,56 = 3075 \text{ кДж/ч.}$$

Здесь $q_n = 691 \text{ Вт/м}^2$ и $q_p = 126 \text{ Вт/м}^2$ найдены по **табл. 2.4** при географической широте 56°с.ш. для горизонтальной поверхности.

2.3.4 Тепло, выделяемое остывающей горячей пищей

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

$$Q_{\text{пищ.я}} = \frac{q_n c_n (t_{\text{н.н}} - t_{\text{к.н}}) n}{z_n} \quad (2.17)$$

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·°C);

$t_{н.п}, t_{к.п}$ – начальная и конечные температуры пищи, поступающей в обеденный зал (70 и 40 °C);

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

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

После определения теплоступлений в помещение от всех источников, результаты расчета записывают в бланк, форма которого приведена в табл. 2.9.

Таблица 2.9.

Тепловой баланс помещений

№ п.п	Наименование помещения	Расчетный период года	Теплоступления, кДж/ч					
			явного тепла					Всего
			от людей	от искус. освещ.	от сол. радиац.	от тех. оборуд.	от проч.	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
		Теплый						
		Холодный						

продолжение табл.2.9.

скрытого тепла			Всего	Избыток тепла, кДж/ч	
от тех. оборуд.	от людей	от проч.		явного тепла	полного тепла
10	11	12	13	14	15

Практическое занятие № 5

Выбор расчетного воздухообмена

5.1. Последовательность расчета требуемого воздухообмена

Последовательность расчета требуемого воздухообмена в помещении следующая: 1) задаются параметрами приточного и уходящего из помещения воздуха; 2) определяют требуемый воздухообмен для данного периода по вредным выделениям; 3) проводят расчет раздачи приточного воздуха и уточняют правильность выбора параметров последнего.

Если стандартные воздухораспределители не обеспечивают в обслуживаемой зоне помещения допустимые параметры, то расчет требуемого воздухообмена повторяют, задаваясь другими параметрами приточного воздуха.

Минимальный воздухообмен в помещении (минимальное количество наружного воздуха в притоке) на одного человека определяется из условия разбавления CO_2 до допустимых концентраций, а также по СНиП 41-01-2003, прил. М:

- для рабочих помещений кабинетов, офисов общественных зданий административного назначения – $40 \text{ м}^3/\text{ч}$ с естественным проветриванием и $60 \text{ м}^3/\text{ч}$ – при невозможности естественного проветривания (нормы установлены для людей, находящихся в помещении более двух часов непрерывно);
- для помещений, в которых люди находятся не более двух часов непрерывно – $20 \text{ м}^3/\text{ч}$ при невозможности естественного проветривания.

В других помещениях общественного назначения норму наружного воздуха следует принимать по требованиям соответствующих нормативных документов.

В курсовом проекте расчет требуемого воздухообмена общеобменной вентиляции допускается производить только для теплого и холодного периодов года.

5.2. Воздухообмен по нормативной величине кратности

Нормативная кратность используется для расчета воздухообмена в рядовых помещениях с избытками в основном CO_2 и тепла. Расчетный воздухообмен помещения, L_p , в этих случаях должен составлять, $\text{м}^3/\text{ч}$:

$$L_p = K_p \cdot V_{\text{пом}}, \quad (4.1)$$

где K_p – нормативная кратность воздухообмена помещения, ч^{-1} ; $V_{\text{пом}}$ – объем помещения, м^3 .

Значение K_p приводится в соответствующих главах СНиП и справочниках (7;8;9) в зависимости от назначения здания и помещения. При этом указывается кратность по вытяжке и по притоку. Результаты расчета воздухообмена заносят в таблицу 4.1.

Таблица 4.1.

Расчетные воздухообмены

№ п/ п	Наименование помещения	Размеры помещения (a×b×h), м	Объем помещения, м ³	Нормативная кратность воздухообмена		Расчетный воздухообмен, м ³ /ч	
				прито к	вытяжк а	прито к	вытяжк а
1	2	3	4	5	6	7	8

Примечание. При отсутствии в нормах указаний о величине кратности для некоторых помещений, по согласованию с консультантом, можно принять ее равной кратности сходных по назначению помещений.

Если нормированные кратности воздухообмена по притоку и вытяжке для отдельных помещений не совпадают, количество воздуха, необходимого для полного баланса, подается в соседние помещения или помещения коридоров. Для каждого этажа при коридорной системе или для группы помещений на этаже, выходящих в общий коридор (шлюз), необходимо определять суммарные воздухообмены по притоку и вытяжке. Разницу между суммарным притоками и вытяжкой – «дебаланс» следует подавать (при избыточной вытяжки) или удалять (при избыточном притоке) из общего шлюза.

Воздухообмен помещений, для которых не указаны величины нормативных кратностей, следует определять расчетом по условию разбавления вредных выделений до предельно допустимых концентраций или ассимиляций тепло- и влагоизбытков помещения.

5.3. Расчет воздухообмена по газовым вредностям

Определение необходимого воздухообмена в помещении для разбавления концентраций CO_2 до предельно допустимой производится по формуле:

$$L_{CO_2} = \frac{G_{CO_2}}{C_{доп} - C_o}, \quad (4.2)$$

где G_{CO_2} - количество выделившегося углекислого газа в помещении, г/ч;

$C_{доп}$, C_o – концентрации углекислого газа в помещении и снаружи, г/м³.

Для расчета воздухообмена по CO_2 необходимо принять расчетные концентрации углекислого газа в наружном и внутреннем воздухе.

Концентрация CO_2 в наружном воздухе, г/м³:

Для центра большого города (свыше одного млн. жителей)-0,75;

для района в черте города - 0,5;

для загородной зоны либо небольших поселков -0,4.

Концентрация CO_2 в воздухе помещений, г/м³:

В лечебных и детских учреждениях – 1;

в актовых, зрительных, спортивных залах и в подсобных помещениях с большим количеством людей – 1,5;

в помещениях временного пребывания людей (магазины, кинотеатры)-2;

Обычно величина L_{CO_2} определяет минимальное количество наружного воздуха, которое необходимо подать в помещение.

5.4. Тепловлажностное отношение

В помещениях с тепло- и влагоизбытками воздухообмен определяется с помощью I-d-диаграммы с одновременным учетом изменения энтальпии I , кДж/кг, сухого воздуха и влагосодержания d , г/кг, сухого

Основной характеристикой изменения параметров воздуха в помещении является отношение избыточного полного тепла $Q_{\text{п}}$, кДж, к влаговыведениям W , кг, называемое тепловлажностным отношением или угловым коэффициентом луча процесса в помещении ε , кДж/кг:

$$\varepsilon = Q_{\text{п}} / W \quad (4.3)$$

Если избыточное полное тепло измеряется в Вт, то выражение (4.3) принимает вид

$$\varepsilon = 3,6 \cdot Q_{\text{п}} / W$$

Эта характеристика удобна при расчетах воздухообменов с использованием I-d диаграммы влажного воздуха.

Угловой коэффициент луча процесса определяется для теплого и холодного периодов года для каждого расчетного помещения.

5.5. Определение расходов приточного и удаляемого воздуха

Расчет необходимых расходов воздуха основан на соблюдении воздушного баланса и баланса вредности.

Воздушный баланс выражает равенство поступающих в помещение и уходящих расходов воздуха:

$$L_{\text{пр}} + L_{\text{м.пр}} - L_{\text{у}} - L_{\text{м.у}} = 0, \quad (4.4)$$

где $L_{\text{пр}}$, $L_{\text{у}}$ — расходы приточного и вытяжного воздуха общеобменной вентиляции, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$L_{\text{м.пр}}$, $L_{\text{м.у}}$ — расходы местного притока (инфильтрация наружного воздуха, приток локализирующего устройства и т.д.) и местной вытяжки (местными отсосами и т.д.), $\text{м}^3/\text{ч}$.

При организации подпоров или разрежений в соседних помещениях и в случае дисбаланса между расходами приточного и вытяжного воздуха в одном из помещений, тем не менее, соблюдается общий воздушный баланс, так как воздух перетекает из одних помещений в другие или в наружную среду. В случае поддержания разрежения в каком-либо помещении в нем увеличивается инфильтрация наружного воздуха и воздуха из соседних помещений, а при поддержании подпора, например в кондиционируемом помещении, из него происходит эксфильтрация внутреннего воздуха.

Баланс вредности показывает, что расход вредности, выделяющейся в помещении или поступающей с приточным воздухом, равен расходу этой вредности, удаляемому вытяжным воздухом. Важную роль при определении расходов воздуха играют температуры приточного $t_{\text{пр}}$, °С, и удаляемого $t_{\text{у}}$, °С, воздуха в системе общеобменной вентиляции.

Практическое занятие № 6. Расчет воздухообменов общеобменной вентиляции

6.1. Необходимый воздухообмен по избыткам явного тепла

В большинстве случаев при определении требуемых воздухообменов расчет общеобменной вентиляции можно проводить по избыткам явного тепла. Этот расчет проще, проводится без построения $I-d$ диаграммы и позволяет получить решение без последовательного приближения, как это имеет место при расчете по полному теплу. Однако расчет по явному теплу не дает возможности оценить влажностное состояние воздуха в помещении, поэтому им пользуются при расчете воздухообменов в сухих помещениях ($\varepsilon > 10000$ кДж/кг).

В тех случаях, когда воздухообмен в помещении определяется только общеобменной вентиляцией, формула для определения воздухообмена по избыткам явного тепла имеет вид

$$G_{np} = \frac{Q_{я}}{c_{\epsilon} \cdot (t_{y\partial} - t_{np})}, \quad (6.1)$$

тогда

$$L_{np} = G_{np} / \rho_{\text{в}}.$$

где G_{np} , L_{np} – потребное количество приточного воздуха, соответственно кг/ч и м³/ч;

$Q_{я}$ – избытки явной теплоты, кДж/ч;

c_{ϵ} – удельная теплоемкость воздуха, равная 1,005 кДж/(кг/°C), [0,24 ккал/(кг/°C)];

$t_{y\partial}$ – температура удаляемого воздуха, °C;

t_{np} – температура приточного воздуха, °C.

$\rho_{\text{в}}$ – плотность воздуха, кг/м³, принимаемая в зависимости от температуры воздуха t , °C

$$\rho_{\text{в}} = 355 / (273 + t)$$

6.2. Необходимый воздухообмен по избыткам полного тепла и влаги

Расчет воздухообменов в помещениях с тепло- и влаговыведениями, обслуживаемых системами вентиляции, выполняется с помощью построений процессов изменения состояния воздуха в помещении на $I - d$ диаграмме.

На диаграмму наносятся точки, отвечающие параметрам характерных состояний:

В — внутреннего воздуха, точка наносится по нормируемой температуре и относительной влажности;

П — приточного воздуха, точка лежит на пересечении изотермы приточного воздуха t_{np} и луча процесса в помещении ϵ , кДж/кг, определенного по формуле (4.3);

У — удаляемого воздуха, точка находится на пересечении изотермы t_y и луча процесса в помещении ϵ ;

С — смеси рециркуляционного и наружного воздуха.

Затем с $I-d$ диаграммы снимаются значения энтальпий I и влагосодержаний d для указанных точек.

Расход приточного воздуха G , кг/ч, системы общеобменной вентиляции, если имеют место тепло- и влаговыведения, определяю по формуле:

по избыткам полного тепла

$$G_{np} = \frac{Q_n}{(I_y - I_{np})}; \quad (6.2)$$

по избыткам влаги

$$G_{np} = \frac{W_{вл}}{(d_y - d_{пп}) \cdot 10^{-3}}. \quad (6.3)$$

где Q_n – избытки полной теплоты, кДж/ч;

$W_{вл}$ – избытки влаги, кг/ч;

I_y – энтальпия удаляемого воздуха, кДж/кг;

I_{np} – энтальпия приточного воздуха, кДж/кг;

d_y, d_{np} – влагосодержание, г/кг, сухого воздуха, соответственно удаляемого и приточного;

При правильном построении процесса на $I - d$ диаграмме результаты расчета по формулам (6.1) и (6.3) совпадают.

6.2.1. Графическое построение процессов изменения параметров воздуха в помещении в теплый период года

При обычной общеобменной вентиляции в теплый период года воздух подается без обработки (только очищается от пыли в фильтрах) или подвергается адиабатическому охлаждению в форсуночной камере. В первом случае параметры приточной точки совпадают с параметрами наружного воздуха (т. P совпадает с т. N). Для определения параметров внутреннего и удаляемого воздуха через точку N проводят луч процесса теплого периода (рис. 4.1, а) до пересечения с изотермой, соответствующей принятому значению допустимой температуры внутреннего воздуха (т. B) и далее до изотермы, соответствующей температуре удаляемого воздуха (т. $У$). Температура удаляемого воздуха t_y , °С рассчитывается по формуле (2.19)

Если точка B оказалась за пределами области допустимых параметров внутреннего воздуха, следует применять адиабатическое охлаждение или искусственное охлаждение (с применением холодильных установок). В случае использования адиабатического охлаждения (рис. 4.1, б) в $I - d$ -диаграмме через точку N проводится адиабата $I_n = \text{const}$ до $\phi = 90 \div 95\%$. Полученная точка K соответствует состоянию воздуха после камеры орошения. За счет нагревания воздуха в воздуховодах и вентиляторе температура приточного воздуха будет выше на $0,5 - 1,5$ °С.

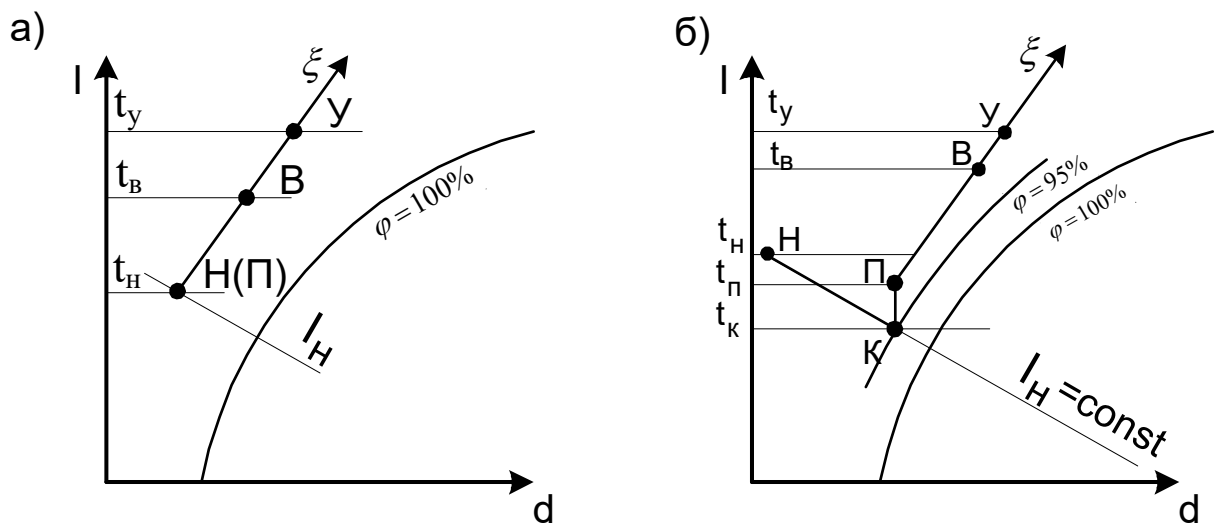


Рис. 6.1. Процессы изменения состояния воздуха при воздухообмене помещений в теплый период:

- а – наружный воздух не обрабатывается;
б – наружный воздух адиабатически охлаждается.

Пример 6.1. Определить количество вентиляционного воздуха, потребного для борьбы с теплом и влагой, выделяющимися в помещении.

Исходные данные: $Q_{\text{я}} = 25500$ кДж/ч; $Q_{\text{н}} = 130200$ кДж/ч; $W=42$ кг/ч.

Расчетные параметры наружного воздуха: $t_{\text{н}}=24$ °С; $I_{\text{н}}=48$ кДж/кг.

Расчетные параметры внутреннего воздуха в помещении принимаем согласно СНиП [5], т.е. на 3 °С выше температуры наружного воздуха $t_{\text{в}}=24 + 3=27$ °С; $\phi_{\text{в}}$ не более 70 %.

Решение. На I — d -диаграмме находим точку $H(\Pi)$, соответствующую параметрам наружного воздуха ($t_{\text{н}}$, $I_{\text{н}}$), через которую должен проходить луч процесса в помещении, так как в летнее время приточный наружный воздух поступает в помещение без какой-либо предварительной обработки (рис.4.2)

По формуле (4.3) вычисляем значение углового коэффициента луча процесса $\varepsilon = Q_{\text{п}} / W = 130200/42=3100$ кДж/кг. Через точку $H(\Pi)$ проводим луч процесса изменения состояния воздуха. По формуле (2.19) определяем параметры удаляемого воздуха $t_{\text{yx}} = t_{\text{в}} + \text{grad}t(\text{H}_{\text{п}} - 1,5) = 27+1.1(3-1,5)=27,3$ °С. На пересечении луча процесса ε с изотермами внутреннего и удаляемого воздуха, определяем положение точек B и Y . Затем с I - d диаграммы снимаются значения энтальпий I и влагосодержаний d для указанных точек $H(\Pi)$, B , Y : для точки $H(\Pi)$ $t_{\text{н}}=24$ °С; $I_{\text{н}}=48$ кДж/кг; $d_{\text{н}}=9,5$ г/кг, для точки B $t_{\text{в}}=27$ °С; $I_{\text{в}}=68$ кДж/кг; $d_{\text{в}}=16$ г/кг, для точки Y $t_{\text{y}}=28,7$ °С; $I_{\text{y}}=72$ кДж/кг; $d_{\text{y}}=17,2$ г/кг

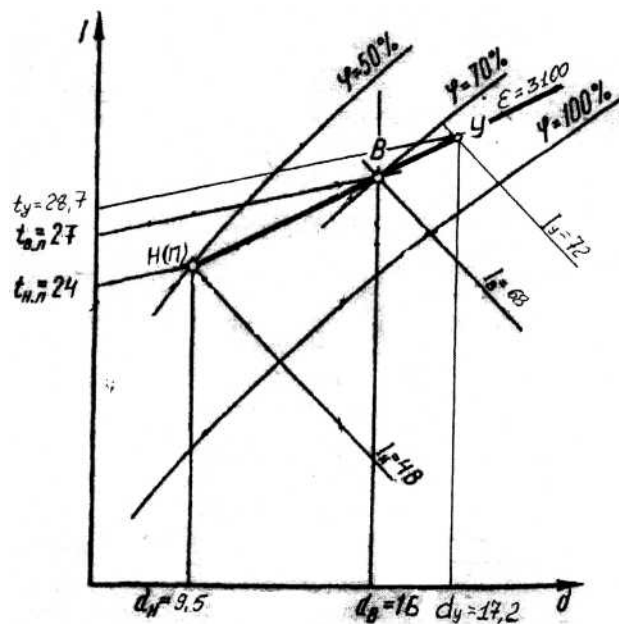


Рис. 5.2. Графический расчет воздухообмена при летнем режиме с помощью I — d -диаграммы

Зная параметры наружного (приточного), внутреннего и удаляемого воздуха, можно определить количество вентиляционного воздуха, используя при этом формулы (4.5); (4.6); (4.7): по избыткам полного тепла $G_{np} = Q_n / (I_y - I_{np}) = 130200 / (72 - 48) = 5425$ кг/ч; по избыткам влаги $G_{np} = W / (d_y - d_{np}) \cdot 10^{-3} = 42000 / (17,2 - 9,5) = 5454$ кг/ч; по избыткам явного тепла $G_{np} = Q_{я} / [c_p(t_y - t_{np})] = 25500 / [1 \cdot (28,7 - 24)] = 5425$ кг/ч. Так как, полученные значения совпадают, то следовательно, построение процесса на $I - d$ диаграмме выполнено верно.

6.2.2. Графическое построение процессов изменения параметров воздуха в помещении в холодный период года

В холодный период года приточный воздух нагревается в калориферах приточной камеры. В целях экономии тепла целесообразно (где допускается нормами) принять рециркуляцию.

Как правило, при обычной вентиляции увлажнение воздуха в форсуночных камерах в холодный период не производится.

Характерные точки на $I - d$ -диаграмме для холодного периода приточной вентиляции показаны на рис. 4.3.

Как правило, проектируется одна приточная вентиляционная установка, обслуживающая помещения в переходный, холодный и теплый периоды. Поэтому в помещениях, где невозможно в теплый период года естественное проветривание, воздухообмен в холодный и переходный периоды принимается

равным требуемому воздухообмену для теплого периода как максимально ожидаемому. Следовательно, при заданном количестве вентиляционного воздуха расчет зимнего режима сводится к нахождению необходимых параметров приточного воздуха, а также к определению величины влажности внутреннего воздуха при условии, что обработка приточного воздуха зимой состоит только в его подогреве.

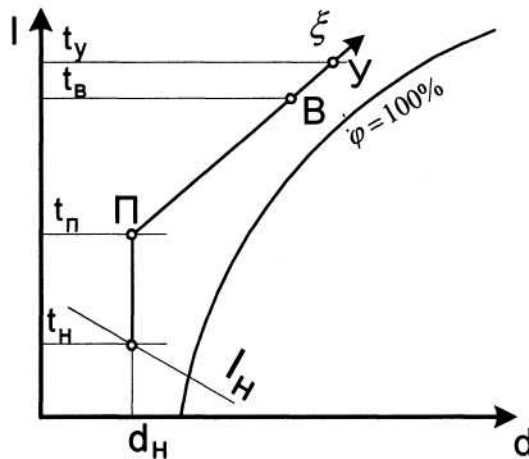


Рис. 6.3. Процессы изменения состояния воздуха при воздухообмене помещений в холодный период года.

Температуру приточного воздуха желательно принимать как можно более низкой, так как это приводит к сокращения воздухообмена, потребного для ассимиляции теплоизбытков.

Однако снижение температуры притока может привести к возникновению дискомфортных условий вблизи действия приточных струй. При высоте помещений жилых и общественных зданий до 3 м принимают температуру притока ниже температуры внутреннего на 2 – 3 °С, при высоте помещений более 3 м – ниже температуры внутреннего воздуха на 4 – 6 °С. Большее понижение значения $t_{\text{п}}$ возможно, но при его выборе необходимо гарантировать соблюдение заданных СНиПом параметров воздуха в обслуживаемой зоне помещений, подтвердив его расчетом приточной струи [1].

Построение процесса зимнего режима на I — d -диаграмме начинаем от точки H , соответствующей параметрам наружного воздуха, которую наносят на поле диаграммы (рис.4.3).

Количество вентиляционного воздуха для зимнего периода года принимаем равным летнему:

$$L_{np}^3 = L_{np}^л \text{ откуда } G_{np} = L_{np}^л \cdot \rho_{np}^3.$$

$$\rho_{np}^3 = 353 / (273 + t_{np}^3); \quad t_{np}^3 = t_6 - 2 \div 3^\circ\text{C}$$

Если установлена одна приточная камера, обслуживающая все расчетные помещения, то температура приточного воздуха во все помещения будет одинакова. При установке нескольких приточных камер температура притока для разных помещений может быть различна. Таким образом, задавшись температурой приточного воздуха t_{np}^3 на $2 \div 3^\circ\text{C}$ ниже t_6 и определив G_{np} для холодного периода года, определяем действительную температуру удаляемого воздуха по формуле

$$t_y = t_{np}^3 + \frac{Q_y}{c_6 G_{np}}, \quad (6.4)$$

где t_{np}^3 – температура приточного воздуха в холодный период года, $^\circ\text{C}$;

Q_y – избытки явной теплоты в холодный период года, кДж/ч;

c_6 – удельная теплоемкость воздуха, равная 1,005 кДж/(кг $^\circ\text{C}$);

G_{np} – потребное количество приточного воздуха для холодного периода года, кг/ч.

Определяем значение градиента температуры по формуле

$$\text{grad } t = \frac{t_y - t_6}{H_n - h}, \quad (6.5)$$

где t_6 – температура воздуха помещения в рабочей зоне, $^\circ\text{C}$;

t_y – температура удаляемого воздуха в холодный период года, $^\circ\text{C}$;

H_n – высота помещения, м;

h – высота рабочей зоны в помещении, принимается равной 2,0 м, а в помещениях, где люди находятся преимущественно в сидячем положении, 1,5 м.

Если градиент температуры находится в пределах, соответствующих рассмотренным выше требованиям к градиенту температура (табл. 2.8), то производят дальнейшее построение процессов изменения состояния приточного воздуха.

Через точку H проводим луч подогрева наружного воздуха в калорифере $d_n = \text{const}$. Точка $П$ находится на пересечении линии $d_n = \text{const}$ с изотермой притока t_{np}^3 . Для построения точек B и $У$ через точку $П$ проводят луч процесса (ϵ) до пересечения с изотермами t_6 и t_y .

Если же градиент температуры притока находится в пределах, не соответствующих рассмотренным выше требованиям к градиенту температура (табл. 2.8), то необходимо перезадаваться t_{np}^3 и выполнить расчет заново.

При установке одной приточной камеры, обслуживающей все расчетные помещения, температура приточного воздуха во всех помещениях будет одинакова. При установке нескольких приточных камер температура притока для разных помещений может быть различна, поэтому выше приведенный расчет проводится для каждого помещения имеющего соответствующую температуру притока.

Пример 6.2. Определить температуру удаляемого воздуха для зимнего периода года.

Исходные данные: $Q_{\text{я}} = 34929$ кДж/ч; $Q_{\text{уд}} = 46,6$ кДж/(м³·ч); $L_{\text{np}}^{\text{л}} = 8030$ м³/ч; высота помещения $H_{\text{п}} = 3$ м; высота рабочей зоны $h = 1,5$ м. Расчетные параметры внутреннего воздуха в помещении принимаем согласно [8] $t_{\text{в}} = 20$ °С.

Решение. Задаемся температурой приточного воздуха t_{np}^3 на 2°С ниже $t_{\text{в}}$, т.е. $t_{\text{np}}^3 = t_{\text{в}} - 2 = 20 - 2 = 18$ °С; $\rho_{\text{np}}^3 = 353/(273+18) = 1,213$ кг/м³. Количество вентиляционного воздуха для зимнего периода года принимаем равным летнему периоду года т.е. $L_{\text{np}}^3 = L_{\text{np}}^{\text{л}} = 8030$ м³/ч, откуда $G_{\text{np}} = L_{\text{np}}^{\text{л}} \cdot \rho_{\text{np}}^3 = 8030 \cdot 1,213 = 9749$ кг/ч. Определяем действительную температуру удаляемого воздуха по формуле (4.8)

$$t_{\text{у}} = t_{\text{np}}^3 + Q_{\text{я}} / G_{\text{np}} = 18 + 34928/9749 = 21,6$$
 °С.

Определяем значение градиента температуры по формуле (4.9)

$$\text{grad } t = (t_{\text{у}} - t_{\text{в}}) / (H_{\text{п}} - h) = (21,6 - 20) / (3 - 1,5) = 1,1$$
 °С/м.

Так как, полученное значение градиента температуры соответствует значениям приведенным в табл. 2.8, при $Q_{\text{уд}} = 46,6$ кДж/(м³·ч), то можно производить дальнейшее построение процессов изменения состояния приточного воздуха.

6.3. Выбор расчетного воздухообмена и составление воздушного баланса помещений и зданий в целом

Расчетную величину воздухообмена выбирают, руководствуясь следующими соображениями:

- 1) если в помещении возможно в теплый период осуществление воздухообмена через открытые проемы, то за расчетный воздухообмен принимается большая величина воздухообмена по переходному и холодному периоду;
- 2) если в теплый период невозможно осуществить естественное проветривание через окна (по технологическим или конструктивным причинам), то расчетный воздухообмен равен большей величине воздухообмена по трем периодам.

Как правило, проектируется одна приточная вентиустановка, обслуживающая помещение в переходный и зимний или в летний, переходный и зимний периоды. Поэтому, выбрав расчетную величину воздухообмена, необходимо уточнить параметры приточного воздуха в другие периоды (например, зимой). Это необходимо для правильного расчета теплопроизводительности калориферной установки.

Для больших помещений возможен вариант с двумя расчетными воздухообменами. Например, предусматривается две вентиустановки в теплый период и одна вентиустановка в зимний. В этом случае одна из вентиустановок может не иметь калориферов и будет работать в летний период.

В задании по курсовому проекту для большинства помещений здания предусмотрено определение воздухообмена по нормативной величине кратности воздухообмена.

Количество воздуха, удаляемого из помещения, определяется из условия:

$$G_{np} = G_{\text{выт}} ,$$

а для помещений, в которых необходимо поддерживать подпор относительно других смежных с ним помещений:

$$G_{np} = G_{\text{выт}} + G_{\text{под}} ,$$

где $G_{\text{под}}$ – количество воздуха, необходимого для создания требуемого подпора.

Например, для торгового зала:

$$G_{\text{под}} \geq 2(V_{\text{г.ц}} + V_{\text{м}})\gamma_{\text{р.з}} ,$$

где $V_{\text{г.ц}}$, $V_{\text{м}}$ – объемы помещений соответственно горячего цеха и моечной.

В таблицу воздушного баланса заносится количество удаляемого воздуха для помещений с расчетными воздухообменами (табл. 6.2).

Для каждого этажа при коридорной системе или для группы помещений на этаже, выходящих в общий коридор (шлюз), необходимо определять суммарные по этим помещениям воздухообмены по притоку и вытяжке. Разницу между суммарными притоками и вытяжкой – «дисбаланс» - следует подавать (при избыточной вытяжке) или удалять (при избыточном притоке) из общего шлюза (исключением являются жилые помещения, в которых вытяжка компенсируется естественным притоком через окна).

Суммарные значения притока и вытяжки по этажам и зданию в целом записываются в таблицу воздушного баланса (табл. 6.3).

По известным количествам приточного и удаляемого воздуха выбираются ориентировочные площади поперечного сечения приточных и вытяжных каналов и решеток для каждого помещения:

$$F = \frac{L}{3600 \cdot g},$$

где F – площадь поперечного сечения канала или живого сечения решетки, м^2 ;

L – расход воздуха в канале или решетке, $\text{м}^3/\text{ч}$;

g – скорость воздуха в канале или решетке, принимаемая для каналов равной примерно 5 м/с, для приточных решеток до 2 м/с, для вытяжных решеток не более 3 м/с.

Ориентировочные размеры каналов записываются в таблицу (табл. 6.4).

Таблица 6.2.

Воздушный баланс помещений.

№ пп .	Наим. поме щ.	Перио д года	Вытяжка, кг/ч (м ³ /ч)				всег о	Приток, кг/ч (м ³ /ч)				всег о
			Местная		Общеобме н.			местный		Общеобме н.		
			Ест .	Мех .	Ест. .	Мех. .		Ест .	Мех .	Ест. .	Мех. .	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13

Таблица 6.3.

Воздушный баланс по этажам и зданию в целом.

№ пп.	Этаж	Период года	Приток		Вытяжка		Примеч.
			$\text{м}^3/\text{ч}$	кг/ч	$\text{м}^3/\text{ч}$	кг/ч	
1	2	3	4	5	6	7	8

Таблица 6.4.

Размеры жалюзийных решеток и каналов для общеобменной вентиляции.

№ пп.	Наименование помещения	Расчетный воздухообмен, $\text{м}^3/\text{ч}$		Расчетные сечения жалюзийных решеток, $F, \text{м}^2/a \times b,$ мм		Расчетные сечения каналов, $F, \text{м}^2/a \times b, \text{мм}$	
		Приток	Вытяжка	Для притока	Для вытяжки	Для притока	Для вытяжки
1	2	3	4	5	6	7	8

Практическое занятие № 7
Аэродинамический расчет систем вентиляции
с механическим побуждением движения воздуха.

Пример № 1 Выполнить гидравлический расчет воздуховодов вытяжной системы вентиляции (См. рис.1) методом удельных потерь давления.

Последовательность выполнения расчета:

1. Исходные данные: расчетная схема, нумерация участников, длины и нагрузки участков. Дополнительные сведения: воздуховоды круглые, диапазон скоростей воздуха 8-12 м/с. Данные для расчета круглых воздуховодов и значения коэффициентов местных сопротивлений принимались по таблицам «Справочника проектировщика».

2. По расходу воздуха и диапазону скоростей назначаются диаметр, скорость, удельная потеря давления и скоростное давление.

3. Определяется потеря давления по длине.

4. Вычисляется сумма коэффициентов местных сопротивлений.

5. Определяется потеря давления на местные сопротивления и на участке.

6. Определяется потеря давления по ветви.

7. Рассчитываются остальные участки, производится увязка потерь давления.

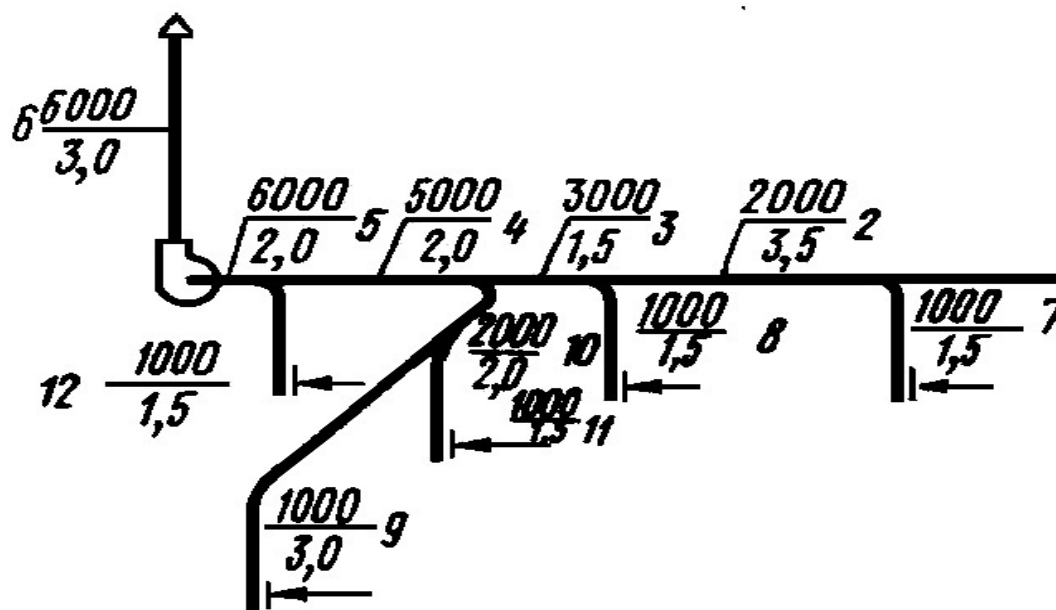


рис . 1

При движении воздуха по воздуховоду в любом поперечном сечении потока различают три вида давления: статическое, динамическое и полное.

Статическое давление определяет потенциальную энергию 1 м³ воздуха в рассматриваемой точке. Статическому давлению $p_{ст}$ равно давление на стенки воздуховода.

Динамическое давление - это кинетическая энергия потока, отнесенная к 1 м³ воздуха. При скорости движения воздуха V в исследуемом сечении динамическое давление $p_{дин}$, Па определяется по формуле

$$p_{дин} = \rho * V^2 / 2, \quad (1)$$

где ρ - плотность воздуха, кг/м³; V - скорость движения воздуха в исследуемом сечении воздуховода, м/с.

Полное давление равно сумме статического и динамического давлений:

$$p_{п} = p_{ст} + p_{дин}, \quad (2)$$

Одним из сопротивлений, которые преодолевает воздух при движении по воздуховодам, является сопротивление трения о твердые стенки. Потери напора на преодоление сопротивления сил трения имеют место по всей длине воздуховода.

Экспериментально установлено, что потери давления на преодоление сил трения $\Delta h_{тр}$ Па, пропорциональны квадрату скорости движения воздуха и определяются по формуле Дарси:

$$\Delta h_{тр} = \lambda_{тр} \frac{L\Pi}{4S} \cdot \frac{\rho V^2}{2}, \quad (3)$$

где $\lambda_{тр}$ - коэффициент сопротивления трения; L - длина прямолинейного участка, м; Π - периметр воздуховода, м; S - площадь поперечного сечения воздуховода, м²; ρ - плотность воздуха, кг/м³; V - скорость движения воздуха, м/с;

Коэффициент сопротивления трения $\lambda_{тр}$ является сложной величиной, зависящей от режима движения воздуха в воздуховоде и шероховатости стенок воздуховода. Для определения коэффициента сопротивления трения предложен ряд зависимостей, учитывающих характер движения/воздуха в воздуховоде и шероховатость стенок воздуховода.

В настоящее время широкое распространение получила формула, предложенная А.Д. Альтшулем:

$$\lambda_{тр} = 0,11 * (68 / Re + K/d)^{0,25} \quad (4)$$

где Re- критерий Рейнольдса; K - высота выступов шероховатости (значения K приведены в табл.1); d - диаметр воздуховода, м.

Единицы K и d в формуле (4) принимают одинаковыми.

Критерий Рейднольса (число Рейднольдса) Re, характеризующий отношение сил инерции и вязкости в вентиляционном потоке, определяется по формуле:

$$Re = V \cdot d / \nu, \quad (5)$$

где V - скорость воздушного потока, м/с; ν –кинематическая вязкость воздуха, м²/с, при t=20°C, $\nu = 15,06 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Скорость воздушного потока в воздуховоде V, м/с, вычисляется с учетом выражения (1) по формуле

$$V = (2h_d / p)^{0,5}, \quad (6)$$

где h_d - динамическое давление в исследуемом сечении воздуховода, Па.

Таблица 1 - Абсолютная шероховатость K стенок воздуховодов

Материал стенок воздуховода	K, мм	Материал стенок воздуховода	K, мм
Листовая сталь	0,1	Штукатурка по сетке	10
Шлакогипсовые плиты	1 1,5	Асбоцементные плиты	0,11
Шлакобетонные плиты	0,1 5-10	Фанера	0,15
Винипласт		Латунь, стекло	0,005
Кирпичная кладка		Резиновые рукава	0,006

В инженерных расчетах потери давления на преодоление сил трения в воздуховоде определяют по формуле

$$\lambda h_{тр} = R \cdot L, \quad (7)$$

где R - потери давления на 1 м длины воздуховода, Па/м.

Для определения R воздуховодов круглого сечения составлены таблицы и номограммы .

Для расчетов воздуховодов и каналов прямоугольного сечения пользуются таблицами и номограммами, составленными для круглых воздуховодов, но вводят при этом *эквивалентный* диаметр, при котором потери на трение в круглом и прямоугольном воздуховодах равны.

Эквивалентный диаметр d_v , м, для прямоугольных воздуховодов определяют по формуле

$$d_v = 2a / (a+b), \quad (8)$$

где d_v - эквивалентный диаметр (по скорости), м; a - ширина канала, м; b - высота канала, м.

При расчете воздуховода с шероховатостью стенок, отличающейся от предусмотренной в таблицах и номограммах ($K = 0,1$ мм), следует делать поправку к табличному значению удельных потерь на трение:

$$R_{ш} = R * \text{ветта}_{ш}, \quad (9)$$

где R - табличное значение удельных потерь давления на трение; $\text{ветта}_{ш}$ - коэффициент учета шероховатости стенок, значения $\text{ветта}_{ш}$ приведены в табл. 2.

Таблица 2 - Значения поправочных коэффициентов

V, м/с	ветта _ш при K, мм						
	0,01	0,2	0,5	2	5	10	15
0,3	0,99	1,00	1,01	1,08	1,18	1,30	1,40
0,5	6	5	9	2	3	9	7
1	0,993	1,00	1,03	1,12	1,26	1,41	1,55
2,5	0,986	8	1	7	7	3	2
3	0,966	1,01	1,05	1,21	1,42	1,63	1,79
5	0,96	5	7	6	1,68	7	2
10	0,938	1,03	1,12	1,38	2	1,97	1,17
15	0,894	4	1,13	8	1,74	3	3
	0,86	1,03	6	1,42	1,90	2,04	2,25
	1	9	1,18	9	8	5	4
		1,05	9	1,54	2,13	2,25	2,48
		7	1,27	9	2,24	3	7
		1,08	1,31	1,71	7	2,52	2,79
		8	6	2 1,8		4	2,94
		1,10				2,66	8
		7				6	

Если рассмотреть линейный воздуховод постоянного сечения, то статическое и полное давления воздуха будут изменяться по ходу движения потока.

Потери давления на преодоление сил трения дельта $h_{тр}$, Па, на участке воздуховода между сечениями 1-2:

$$\Delta h_{\text{тр}} = h_{\text{п1}} - h_{\text{п2}} \quad (10)$$

где $h_{\text{п1}}$, $h_{\text{п2}}$ - полное давление в сечениях воздуховода 1 и 2 соответственно, Па.
Так как скорость потока постоянна, то формулу (7) можно записать в следующем виде:

$$\Delta h_{\text{тр}} = h_{\text{ст1}} - h_{\text{ст2}} = \lambda_{\text{тр}} \frac{LП}{4S} \cdot \frac{\rho V^2}{2} = \lambda_{\text{тр}} \frac{LП}{4S} \cdot h_{\text{д}}, \quad (11)$$

Формула (11) будет использована при экспериментальном определении коэффициента сопротивления трения на лабораторной установке. Методика определения $\lambda_{\text{тр}}$ основывается на определении аэродинамических и геометрических параметров, входящих в расчетную формулу.

Пример № 2 Выполнить гидравлический расчет воздухопроводов вытяжной системы (См. рис.2) методом удельных потерь давления. Исходные данные для расчета, указаны на рисунке.

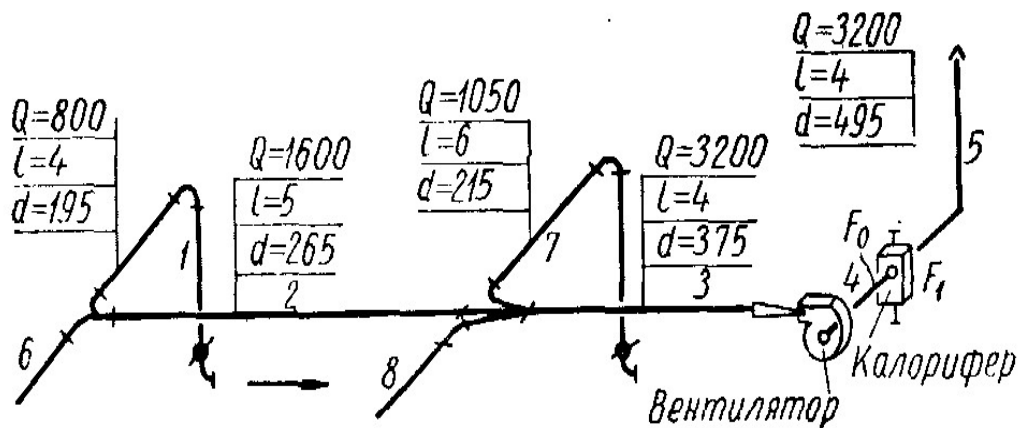


рис. 2

Практическое занятие № 8

Расчет дефлекторов.

Дефлекторами называют специальные насадки, устанавливаемые на устьях вытяжных труб или шахтах с целью использования энергии ветра для увеличения

разрежения, полезно используемого в вытяжных системах естественной вентиляции. В промышленных зданиях дефлекторы могут устанавливаться непосредственно над вытяжными отверстиями в крыше. простейшим дефлектором, по существу, является простая труба, над открытым концом которой движется воздушный поток (ветер). Ветер создает разрежение над трубой, благодаря которому в последней возникает движение воздуха.

Специально устроенный дефлектор наилучшим образом позволяет использовать энергию ветра для создания разрежения в вентиляционной трубе (или шахте), на устье которой он устанавливается, предохраняя при этом от возможности попадания осадков и опрокидывания тяги (возможность обратного движения воздуха в вытяжной вентиляционной шахте).

Пример № 1. Подобрать круглый дефлектор ЦАГИ для следующих условий: потери давления на трение и в местах сопротивления сети $\sum \xi = 2$; расчетная скорость ветра по климатической таблицам $v_{\text{в}} = 5 \text{ м/с}$. Количество удаляемого воздуха $2500 \text{ м}^3/\text{ч}$, или $0.7 \text{ м}^3/\text{с}$.

Пример № 2. Подобрать круглый дефлектор ЦАГИ для следующих условий: расчетная скорость ветра $v = 4,5 \text{ м/с}$; количество удаляемого воздуха – $14500 \text{ м}^3/\text{час}$.

Пример № 3. Определить диаметры патрубков дефлекторов для трех случаев при $Q = 5000 \text{ м}^3/\text{час}$; $v = 4 \text{ м/с}$; $\chi = 0.5 \text{ кг/м}^2$ и $\sum \xi = 0,5$.

9 Учебно-методическое обеспечение дисциплины (модуля)

9.1 Основная литература

1. Зеликов В.В. Справочник инженера по отоплению, вентиляции и кондиционированию/ Справочник. – М: Инфра-Инженерия, 2011. – 624 с.: ил.).- <http://biblio-online.ru/>
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.
3. Беккер, А. Системы вентиляции / А. Беккер ; пер. с нем. Л. Н. Казанцевой ; под ред. Г. В. Резникова .— М. : Техносфера : Евроклимат, 2007 .— 240 с. : ил.
4. 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.
5. Изельт, П. Увлажнение воздуха. Системы и применение / П. Изельт, У. Арндт, М. Вильке ; пер. с нем. Л. Н. Казанцевой ; под ред. Г. В. Резникова .— М. : Техносфера : Евроклимат, 2007 .— 216 с. : ил.
6. Каменев, П. Н. Вентиляция : учебник для вузов / П. Н. Каменев, Е. И. Тертичник .— М. : АСВ, 2008 .— 616 с. : ил.

9.2 Дополнительная литература

7. Курсовое и дипломное проектирование по вентиляции гражданских и промышленных зданий : учеб. пособие для вузов / В. П. Титов [и др.] .— М. : Стройиздат, 1985 .— 208 с .
8. 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.
8. Богословский, В.Н. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства : в 2 ч. Ч.2. Вентиляция и кондиционирование воздуха / В. Н. Богословский [и др.] ; под ред. И. Г. Старовойтова .— 3-е изд. — М. : Стройиздат, 1978 .— 509 с.
9. Бурцев, С.И. Монтаж, эксплуатация и сервис систем вентиляции и кондиционирования воздуха : учебное пособие для вузов / Бурцев С.И.[и др.]; под ред. В.Е.Минина .— СПб. : Профессия, 2005 .— 376с. : ил.
10. Хрусталева, Б.М. Теплоснабжение и вентиляция. Курсовое и дипломное проектирование : учеб.пособие для вузов / Б.М.Хрусталева [и др.]; под общ.ред. Б.М.Хрусталева .— 3-е изд., испр.и доп. — М. : АСВ, 2007 .— 784с. : ил.