

ОАО "ToshuyjoyLITI"

Пособие

**по проектированию
новых энергосберегающих решений
по отоплению, вентиляции
и кондиционированию
(к КМК 2.04.05-97*)**

Ташкент – 2012

УДК 697

Утверждено приказом ОАО "ToshuyjoyLITI" от 03 декабря 2012г., № 127-П. Рекомендовано к изданию решением Научно-технического Совета Госархитектстроя Республики Узбекистан от 28 ноября 2012г.

"Пособие по проектированию новых энергосберегающих решений по отоплению, вентиляции и кондиционированию (к КМК 2.04.05-97*)" / ОАО "ToshuyjoyLITI", Ташкент, ИВЦ "AQATM", 2012. – 120 с.

Содержит методические рекомендации по выбору и расчёту наиболее энергетически эффективных технических решений систем отопления, вентиляции и кондиционирования зданий.

Описаны энергосберегающие решения систем отопления, приведены рекомендации по обеспечению необходимого распределения теплоносителя по отопительным приборам и по регулированию подачи тепла. Даны решения по применению квартирного отопления в многоэтажных зданиях.

Подробно рассмотрены принципы проектирования в зданиях энергосберегающей вентиляции. Рассмотрены особенности проектирования децентрализованных вентиляционных систем. Рекомендованы энергоэффективные технические решения приточных безкалориферных систем вентиляции, приведены методы их расчёта и примеры проектных решений.

Рекомендованы к применению наиболее энергетически эффективные хладоновые и водяные системы кондиционирования (охлаждения), приведены рекомендации по их проектированию. Подробно изложена методика расчёта требуемой холодопроизводительности охлаждающих устройств для проектируемого здания. Даны численные примеры расчёта требуемой холодопроизводительности.

Приведена методика расчёта теплоэнергетических показателей запроектированных систем здания.

Для инженерно-технических работников проектных, научно-исследовательских и производственных организаций.

Разработано ОАО "ToshuyjoyLITI" (Руководитель темы: к.т.н. Е.А.Насонов, ответственный исполнитель – инженер Р.Р.Кадыров).

Табл. 16, ил. 27.

ПРЕДИСЛОВИЕ

В 2011 году осуществлена переработка строительных норм и правил КМК 2.04.05-97* "Отопление, вентиляция и кондиционирование" и ряда других ШНК и КМК, в целях повышения энергетической эффективности зданий, сооружаемых в Республике Узбекистан. Введено значительное количество новых нормоположений по применению в проектах прогрессивных энергосберегающих архитектурно-типологических и технических решений.

В развитие строительных норм и правил и для успешной реализации в проектах отдельных усложнённых нормативных требований разработано настоящее Пособие. Его цель – изложить наиболее эффективные энергосберегающие решения и способы их воплощения в проекты, привести необходимые для проектирования технические данные, схемы, рисунки, методики и примеры расчётов.

При разработке Пособия использовались результаты научных исследований и последних технических достижений разных стран в рассматриваемой области техники.

Использование Пособия окажет содействие внедрению передовых энергосберегающих технологий в практику отопления, вентиляции и кондиционирования зданий.

После номера пункта Пособия в скобках указаны номера пунктов КМК 2.04.05-97*, положения которых развиваются.

Упомянутые в Пособии отопительно-вентиляционные изделия различных фирм не анализировались на качество и использование их характеристик в примерах проектных решений не следует рассматривать как рекламу продукции.

Все замечания и пожелания по содержанию настоящего Пособия просьба направлять по адресу: 100031, Ташкент, ул.М.Якубовой 43, ОАО "ToshuyjoyLITI".

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Настоящее Пособие разработано к КМК 2.04.05-97* "Отопление, вентиляция и кондиционирование" в целях развития, детализации и успешной реализации в проектах новых энергосберегающих решений и соблюдения усложнённых требований в области отопления, вентиляции и кондиционирования зданий, включённых в строительные нормы и правила в 2011 году.

1.2. Для всех систем обеспечения метеорологических условий имеются общие принципы и способы сокращения энергопотребления. Важнейшие из них следующие:

- проектирование и сооружение высокотехнологичных безопасных и эксплуатационно-надёжных современных систем, учитывающих последние достижения научно-технического прогресса при соблюдении всех требований по сбережению энергии;

- использование в проектах систем наиболее энергоэффективных энергосберегающих решений и современного автоматизированного оборудования с высокими коэффициентами полезного действия;

- разделение объёмов проектируемого здания на функционально единые зоны, каждая со своими отдельными системами и регулируемые ветками;

- правильный выбор систем для функционально единой зоны, позволяющих осуществлять текущее регулирование производительности из зоны обслуживания по уровню потребности и персональный учёт количества потребляемой энергии;

- использование в системах отопления и вентиляции теплоносителя с невысокими энергетически оптимальными температурами в подающей линии, не более 70÷80 °С;

- использование в системах сбросного тепла и холода, вторичных и возобновляемых энергетических ресурсов;

- осуществление правильного выбора расчётных наружных и внутренних условий, точных расчётов нагрузок по помещениям, раздачи теплоты и холода по помещениям пропорционально нагрузкам, исключение бесполезных потерь теплоты и холода;

- использование на каждом объекте максимально возможного количества приёмов и способов сокращения энергопотребления;

- обеспечение в помещениях требуемой температуры только в период их рабочей загрузки со снижением температуры в нерабочее время до минимально допустимых значений.

1.3. Каждая из инженерных систем: отопления, вентиляции, кондиционирования имеет своё оборудование, выполняет свои функции и отличается своими особенностями. Поэтому способы сокращения энергопотребления и рекомендуемые энергосберегающие решения для каждого вида систем различаются и рассматриваются в данном Пособии в самостоятельных разделах.

1.4 (1.8*, прил.23*). В проектах систем отопления, вентиляции и кондиционирования необходимо приводить таблицу со значениями основных показателей запроектированных систем в расчётных условиях.

Для обеспечения единства понимания показателей, точности их определения, подтверждения при необходимости их достоверности, в разделе 5 Пособия приведены методики определения расчётных значений теплоэнергетических параметров и показателей запроектированного здания, которыми следует пользоваться в обязательном порядке.

2. ОТОПЛЕНИЕ

2.1 (Раздел 3). ОТОПЛЕНИЕ – предусматривают для равномерного нагрева воздуха помещений в холодный период года и поддержания внутренней температуры на требуемом уровне. Системы отопления следует проектировать безопасными, эксплуатационно-надежными и обеспечивающими рациональное расходование энергии.

Основные энергосберегающие решения

2.2 (1.1*, 3.10*). При проектировании систем отопления в целях сбережения энергии, следует предусматривать:

- а) применение энергетически эффективного оборудования;
- б) пропорциональную раздачу теплоты по помещениям;
- в) текущее регулирование отдачи теплоты по потребности;
- г) исключение бесполезных потерь теплоты;
- д) повышение надёжности отопления.

2.3 (1.1е*, 3.13*). Современные отопительные котлы и аппараты, бесшумные насосы с мокрым ротором, отопительные приборы и устройства автоматического управления обладают высокой энергетической эффективностью, и преимущественно их рекомендуется применять в проектируемых объектах.

Системы центрального отопления, присоединённые к тепловым сетям, рекомендуется выполнять с индивидуальным автоматизированным вводом в каждую из отапливаемых зон здания или квартиру жилого дома с использованием заводского комплекта изделий индивидуального теплового пункта.

Современные системы отопления, как местные, так и центральные, оборудуются, как правило, электронными контроллерами, которые управляют работой отопительных систем в соответствии с изменяющимися погодными условиями. Автоматизированными выпускают и другие устройства для систем отопления.

Следует учитывать, что дополнительные затраты на более эффективное оборудование, как правило, быстро окупаются сбережением энергии при высоком качестве отопления.

2.4 (1.1ж*). Наибольшая энергетическая эффективность отопления обеспечивается при исключении перетопов одних и недотопов других помещений. При большом количестве отопительных приборов в одной системе исключительно важно правильно рассчитать для каждого помещения требуемый размер отопительного прибора и раздать теплоноситель по

трубопроводам строго пропорционально теплопроизводительности каждого прибора.

Решение данной проблемы рассматривается ниже в соответствующих подразделах.

2.5 (1.1з*, 3.10*). Высокоэффективное управление и текущее регулирование подачи теплоты в помещения по потребности – обязательное условие энергосберегающего отопления. Этот вопрос также освещается ниже в самостоятельном подразделе.

2.6 (2.5*, 3.3, 3.21*). Важнейшим способом сокращения потерь теплоты в системах отопления является снижение расчётных температур теплоносителя.

Местные системы водяного отопления от современных индивидуальных котлов уже давно переведены на пониженные температурные параметры. Предпочтительными для таких систем являются расчётные параметры теплоносителя 80-60 °С, но во всех случаях температуру в подающем трубопроводе не рекомендуется повышать более 90 °С.

Все трубопроводы, прокладываемые вне отапливаемых объёмов (в подпольях, на чердаках и др.) следует тщательно теплоизолировать. Тепловые потери от трубопроводов не должны превышать 3% теплового потока системы отопления.

Новым нормоположением, введённым в КМК 2.04.05-97*, стала рекомендация предусматривать снижение в отапливаемых помещениях температуры воздуха в нерабочее время, в частности, в общественных и административно-бытовых помещениях до 12 °С.

2.7 (1.1г*, 1.1ж*, 3.20*, 3.26*, 3.34*, 3.40*, 3.42.1*, 3.57*). Весьма важным для сбережения энергии является обеспечение высокой эксплуатационной надёжности систем отопления. При каждом отказе, требующем ремонта, из системы сливается теплоноситель. Ухудшение отопления одних помещений зачастую компенсируется перетопом других. Не исключены также самовольные сливы теплоносителя, допускаемые пользователем как мера сохранить минимальную циркуляцию теплоносителя при недостаточном циркуляционном давлении.

Повышению надёжности способствует разделение отапливаемых объёмов на функционально единые зоны, каждая со своими регулируемыми и отключаемыми ветками.

КМК 2.04.05-97* не допускает применения в системах отопления лёгких некоррозионностойких стальных труб, нетермостойких и недолговечных труб из полимерных материалов (например, из полиэтилена). Введена регламентация применения медных и латунных труб, характеризующихся длительным сроком службы.

Не следует применять в системах отопления со стальными, медными и латунными трубами алюминиевые радиаторы, в которых вода контактирует с поверхностью из алюминия. Если подводы из таких труб непосредственно соединяются с алюминиевыми радиаторами, то в таких случаях возникает электрохимическая коррозия, быстро разрушающая радиатор (питтинговая коррозия алюминия).

Новым обязательным нормативом стало повышение требуемой разности давлений в открытой тепловой сети до трёхкратного значения суммарных потерь давления в непосредственно присоединённых системах отопления со стальными трубопроводами. На выходе индивидуальных тепловых пунктов зданий в данном случае следует обеспечивать располагаемое давление не менее 4,5 кПа (4,5 м.вод.ст.). Это вызвано существенным зарастанием стальных труб в процессе их эксплуатации, вследствие коррозии и отложения загрязнений.

При проектировании отопления необходимо во всех верхних точках системы устанавливать автоматические воздухоотводчики, а в нижних дренажные устройства.

Существенно повышает ремонтпригодность двухтрубных систем отопления нормоположение об установке запорно-присоединительной арматуры, как на входе, так и на выходе каждого отопительного прибора.

Все вышеприведённые нормоположения и рекомендации основаны на опыте эксплуатации современных систем отопления и рекомендациях, изложенных в нормативно-технической литературе.

2.8 (3.20*). В последнее время расширяется применение в системах отопления труб из полипропилена – PPR-труб. Они обладают малой гидравлической шероховатостью и хорошо свариваются в трубопроводную сеть с помощью фитингов (муфт, отводов, тройников и др.). С арматурой, отопительными приборами и оборудованием PPR-трубы соединяют с помощью резьбовых концевиков. Допустимое рабочее давление для PPR-труб снижается со временем и сильно зависит от температуры теплоносителя. Поэтому для повышения надёжности в системах отопления применяют трубы PPR номинальным давлением PN25, имеющие стенку с композитной структурой. Такие трубы, например, марки ALPPR, при температуре 80°C служат 25÷30 лет.

Особенностью полипропиленовых труб является значительная толщина стенки трубы. Поэтому требуемый наружный диаметр трубы ALPPR превышает на 1,5÷2 калибра требуемый условный проход стальной трубы.

Коэффициент линейного расширения полипропилена выше, чем у стали. Поэтому, если скрытая прокладка полипропиленовых труб с заделкой их в стены, бетон, под штукатурку недопустима, то открытую прокладку на клипах предусматривают с устройством по трассе поворотов или П-образных компенсаторов. Интервал между клипами следует принимать по данным изготовителей труб.

Гидравлический расчёт трубопроводов из полипропиленовых труб выполняют, принимая гидравлические параметры, относящиеся к внутреннему диаметру трубы.

Потери давления от трения на 1 м ALPPR-трубы R , Па/м находят для рассчитываемого участка трубопроводной сети по формуле:

$$R = s \cdot G^2, \quad (2.1)$$

где s – удельная характеристика сопротивления трением на 1 м трубы, Па/(м(кг/ч)²), принимаемая по табл.2.1;

G – расход воды в трубопроводе, кг/ч.

Таблица 2.1

Значения s для труб ALPPR

Наружный диаметр x толщина стенки трубы, мм	Внутренний диаметр d_v , мм	$s \cdot 10^4$, Па/(м·(кг/ч) ²)
20x3,4	13,2	45,23
25x4,2	16,6	13,58
32x5,4	21,2	3,759
40x6,7	26,6	1,142
50x8,3	33,4	0,3457
63x10,5	42,0	0,1038
75x12,5	50,0	0,04157
90x15,0	60,0	0,01596
110x18,3	73,4	0,00554

Величину R можно также определить по графику на рис. 2.1.

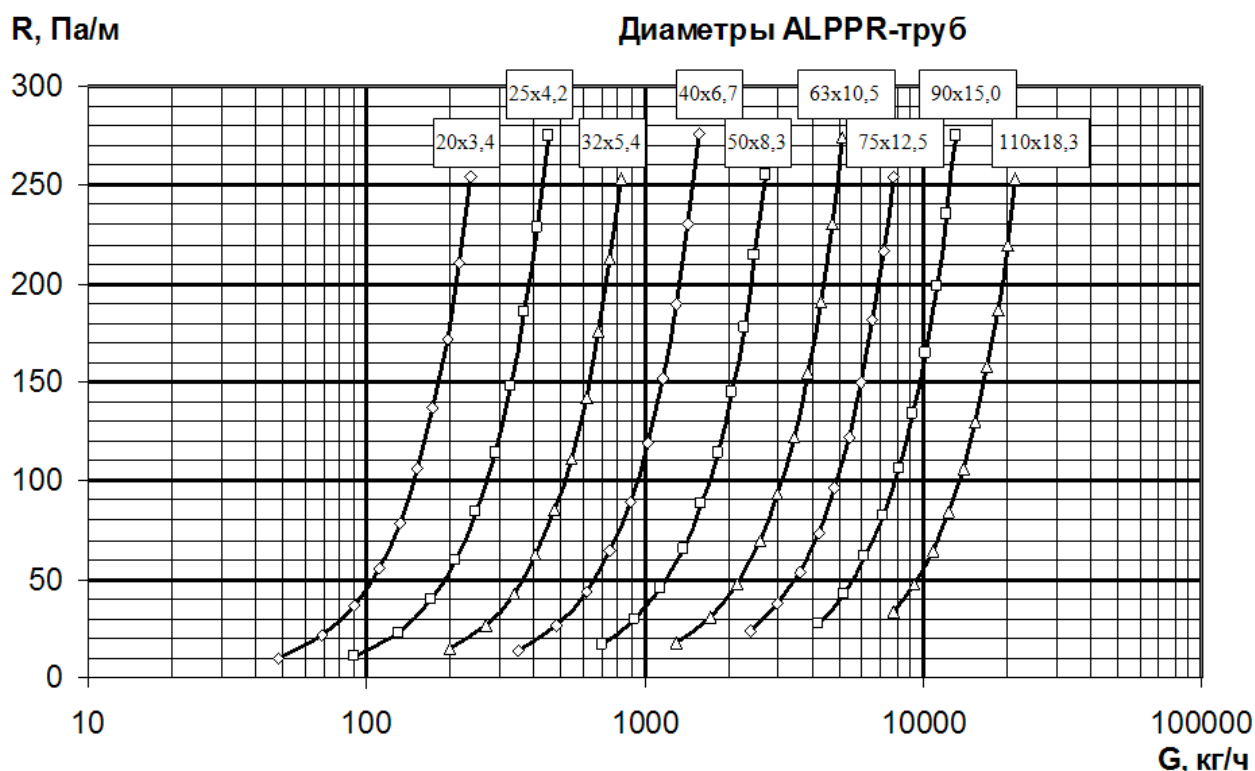


Рис. 2.1 Зависимость потерь давления R , Па/м, на 1 п.м ALPPR-труб от расхода воды

Вычисляют скорость теплоносителя в трубе, v , м/с, в зависимости от расхода воды G , кг/ч, и внутреннего диаметра трубы d_B , мм, по формуле:

$$v = 0,36 \frac{G}{d_B^2}. \quad (2.2)$$

Суммарные потери давления на участке трубопроводной сети ΔP , Па, определяют по формуле:

$$\Delta P = R \cdot l + \sum \xi \cdot \frac{v^2}{2} \rho, \quad (2.3)$$

где: l – длина участка, м;

$\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке;

ρ – плотность воды, кг/м³.

Расчёт тепловой нагрузки и подбор отопительных приборов

2.9 (3.2*, 4.2*). Требуемую тепловую мощность отопительных приборов в каждом помещении при расчётных наружных условиях следует определять в соответствии с п.3.2* КМК 2.04.05-97*, учитывая потери теплоты и регулярные теплопоступления.

При применении механической вентиляции, подающей приточный воздух с температурой ниже температуры помещения, следует учитывать, в соответствии с п. 4.2* КМК 2.04.05-97*, необходимый дополнительный расход теплоты на догрев приточного воздуха до температуры внутреннего воздуха.

2.10. Теплоотдача устанавливаемых в помещении отопительных приборов $Q_{пр,р}$, Вт, должна быть равной требуемой тепловой мощности.

Если для выбранных к установке типов отопительных приборов не известна их теплоотдача при принятом для проектируемой отопительной системы температурном напоре Δt_{cp} , °С:

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2} - t_p, \quad (2.4)$$

где: t_1, t_2 – расчётная температура воды, входящей в прибор и выходящей из него, °С;

t_p – температура внутреннего воздуха, °С,

и сообщается только теплоотдача при номинальном напоре $\Delta t_{\text{ном}}$, то требуемый типоразмер отопительного прибора выбирают, рассчитав требуемую номинальную теплоотдачу $Q_{\text{ном}}$ по формуле:

$$Q_{\text{ном}} = \frac{Q_{\text{пр.р}}}{\left(\frac{\Delta t_{\text{ср}}}{\Delta t_{\text{ном}}}\right)^{1,3}}. \quad (2.5)$$

Пример 1

Задача расчёта: Для системы водяного отопления подобрать чугунный секционный радиатор марки МС-90-108 для требуемой теплоотдачи $Q_{\text{пр.р}}=2200$ Вт.

Исходные данные: Параметры теплоносителя: $t_1 = 90$ °С, $t_2 = 70$ °С. Расчётная температура внутреннего воздуха $t_p = 18$ °С. Данные по теплоотдаче радиаторов приводятся при номинальном температурном напоре $\Delta t_{\text{ном}} = 70$ °С.

Порядок расчёта

Определяют температурный напор в отопительной системе по формуле (2.4):

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_1 + t_2}{2} - t_p = \frac{90 + 70}{2} - 18 = 62^\circ \text{С}.$$

Находят требуемый номинальный тепловой поток радиатора по формуле (2.5):

$$Q_{\text{ном}} = \frac{Q_{\text{пр.р}}}{\left(\frac{\Delta t_{\text{ср}}}{\Delta t_{\text{ном}}}\right)^{1,3}} = \frac{2200}{\left(\frac{62}{70}\right)^{1,3}} = 2576 \text{ Вт}.$$

По справочнику для радиаторов М-90-108 находят, что одна секция имеет тепловой поток $Q_{\text{ном.1}}=150$ Вт. Рассчитывают требуемое количество секций N в приборе:

$$N = \frac{Q_{\text{ном}}}{Q_{\text{ном.1}}} = \frac{2576}{150} = 17,17 \text{ шт.}$$

Принимают к установке радиатор с 17 секциями, учитывая, что недобор теплоотдачи будет менее 5%:

$$\frac{(2576 - 17 \cdot 150)}{2576} = 0,01 = 1\% < 5\% .$$

2.11 (прил.11*, прил.23*). Сумма расчётных тепловых потоков по всем помещениям здания не учитывает некоторые дополнительные потери теплоты, которые должны возмещаться системой отопления.

Эти дополнительные потери следует рассчитывать в соответствии с прил.11* КМК 2.04.05-97* для определения суммарного расчётного теплового потока системы отопления Q_0 , Вт, то есть для нахождения нагрузки на источник тепла и требуемого для отопительной системы суммарного расхода теплоносителя G_0 , кг/час.

Распределение теплоносителя по отопительным приборам

2.12 (3.55*). Для равномерного отопления всех помещений необходимо обеспечивать проход через каждый отопительный прибор системы расчётного расхода теплоносителя $G_{пр.п}$, кг/час, определяемого по формуле:

$$G_{пр.п} = \frac{3600 \cdot Q_{пр.п}}{c \cdot (t_1 - t_2)} , \quad (2.6)$$

где: $Q_{пр.п}$ – требуемая теплоотдача отопительного прибора в расчётных условиях, Вт;
 c – теплоёмкость воды, принимаемая равной $c=4187$ Дж/(кг·°С);
 t_1, t_2 – температура воды на входе и выходе из прибора, °С.

Плохо выполненное распределение теплоносителя по приборам вызывает недовольство отоплением со стороны пользователей и приводит к следующим дефектам:

- недостаточное (или избыточное) отопление, перерасход топлива, неравномерный прогрев ("разгон") приборов;
- шум в системе отопления;
- неправильное функционирование регулирующих клапанов.

Чем выше доля потерь давления в отопительных приборах от общей потери давления в системе, тем выше гидравлическая устойчивость, и лучше качество регулирования. Поэтому у приборов устанавливают клапаны, которые не только изменяют расход воды по потребности, но и создают гидравлическое сопротивление. Потери давления в клапане должны составлять $\Delta P_k = 8 \div 10$ кПа при полностью открытом перемещаемом затворе.

Клапан характеризуется величиной пропускной способности K_v . Эта величина показывает, какой будет расход воды через клапан в м³/час (при открытом затворе), если на клапане создать перепад давлений 1 кгс/см² (то есть 98067 Па).

В современном терморегулирующем клапане используют вентильную вставку, перенастраиваемую на различные потери давления и расходы воды. Задачей проектировщика является правильный подбор клапана и параметров его настройки для каждого отопительного прибора проектируемой системы отопления.

2.13. Ряд фирм, выпускающих отопительное оборудование, встраивает терморегулирующие вентильные вставки непосредственно в отопительные приборы. После монтажа на объекте их доукомплектовывают термостатными головками (рис. 2.2).

Вставки применяют с предварительной настройкой их пропускной способности и заранее настраивают на заводе на пропускную способность, K_v , м³/час, соответствующую теплопроизводительности отопительного прибора. При применении радиаторов и конвекторов с вентильными вставками проектировщику достаточно только учесть повышение потерь давления, вызванное вставкой, предусмотреть отсечной клапан на выходе теплоносителя из прибора и выполнить полный гидравлический расчёт системы отопления.

2.14 (3.55*). При применении отопительных приборов без вентильной вставки, следует предусматривать установку на входе теплоносителя в каждый прибор терморегулирующего клапана с предварительной настройкой пропускной способности (рис. 2.3).

Расчёт значения настройки выполняют после подбора типоразмеров всех отопительных приборов поочерёдно для каждого прибора в следующей последовательности.

Принимают перепад давлений на клапане в размере от $\Delta P_k = 8000$ Па для удалённых от источника теплоты приборов и до $\Delta P_k = 10000$ Па для приборов, расположенных на небольших кольцах циркуляции.

Находят требуемую величину пропускной способности терморегулирующего клапана в расчётном режиме работы K_v , м³/час, по формуле:

$$K_v = \sqrt{\frac{98067}{\Delta P_k} \cdot \frac{G_{np.p}}{\rho}}, \quad (2.7)$$

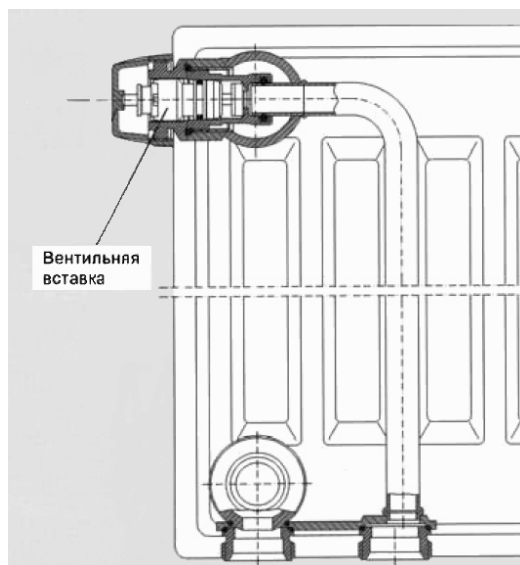
где ρ - плотность воды, принимаемая равной $\rho = 978$ кг/м³.

Выбирают тип терморегулирующего клапана и находят необходимые параметры его настройки на требуемую пропускную способность.

а)



б)

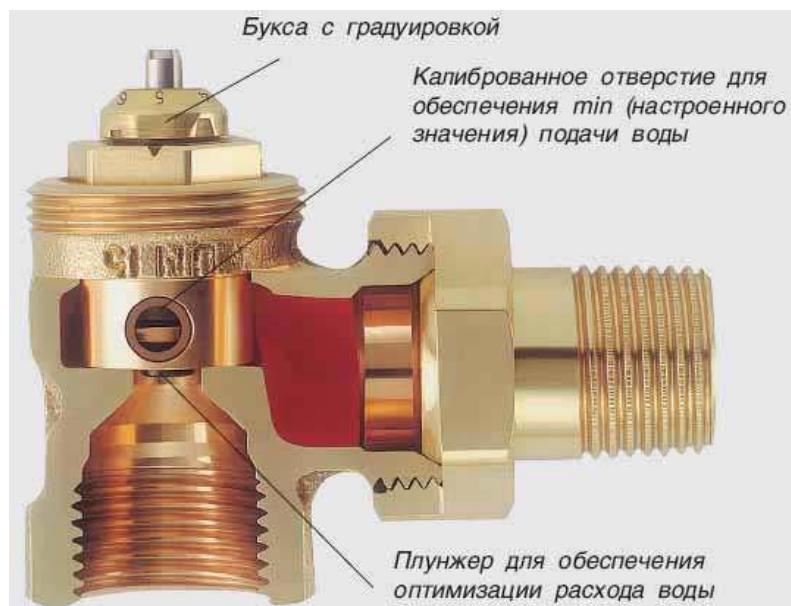


в)



Рис. 2.2. Радиатор с вентильной вставкой
а – общий вид радиатора;
б – схема размещения вентильной вставки;
в - вентильные вставки с шестью значениями преднастройки пропускной способности по проходу теплоносителя

а)



б)

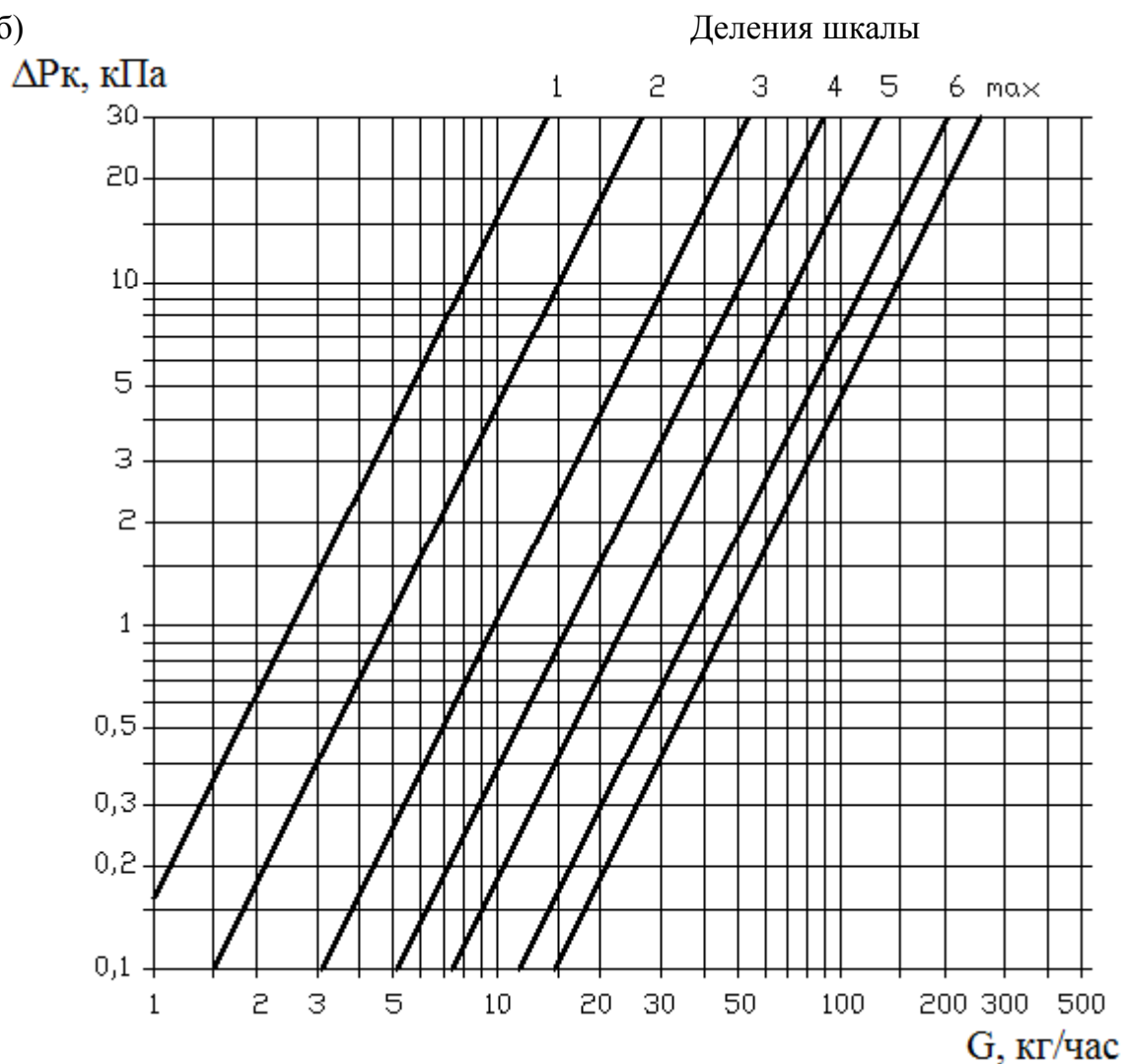


Рис. 2.3. Конструкция терморегулирующего клапана (а) и график для расчёта предварительной настройки его пропускной способности (б)

Возможны два способа нахождения параметров настройки: по графику или по известным численным значениям K_v для каждого из положений буксы клапана. Оба способа описываются в примерах.

Пример 2. Определение величины настройки терморегулирующего клапана по графику.

Задача расчёта

Определить величину настройки клапана V-exakt фирмы Heimeier (см. рис.2.3) для отопительного прибора.

Исходные данные

Теплоотдача отопительного прибора $Q_{пр.р}=2200$ Вт; расчётные параметры теплоносителя: $t_1=80$ °С, $t_2=60$ °С; требуемая величина перепада давления на клапане: $\Delta P_k=8000$ Па.

Порядок расчёта

По формуле (2.6) вычисляют расчётный расход теплоносителя через прибор:

$$G_{пр.р} = \frac{3600 \cdot Q_{пр.р}}{c \cdot (t_1 - t_2)} = \frac{3600 \cdot 2200}{4187 \cdot (80 - 60)} = 94,6 \text{ кг/час.}$$

По графику $\Delta P_k = f(G)$ для принятого терморегулирующего клапана (см. рис.2.3.б) находят точку с координатами $G = 94,6$ кг/час и $\Delta P_k = 8$ кПа и считывают значение деления шкалы, на которое необходимо выставить буксу клапана: 5,7.

Пример 3.

Задача расчёта

Определить параметры настройки термоклапана для отопительного конвектора с кожухом марки KNN фирмы Kermi.

Исходные данные

Длина конвектора 1800 мм; теплоотдача $Q_{пр.р}=2300$ Вт; расчётные параметры теплоносителя: $t_1=90$ °С, $t_2=70$ °С; требуемая величина перепада давления на клапане: $\Delta P_k=9000$ Па. Используются терморегулирующие клапаны фирмы Heimeier.

Порядок расчёта

1. Определяют расчётный расход воды через конвектор по формуле (2.6):

$$G_{\text{нр.р}} = \frac{3600 \cdot Q_{\text{нр.р}}}{c \cdot (t_1 - t_2)} = \frac{3600 \cdot 2300}{4187 \cdot (90 - 70)} = 98,9 \text{ кг/час.}$$

2. Находят требуемую пропускную способность терморегулирующего клапана по формуле (2.7):

$$K_v = \sqrt{\frac{98067}{\Delta P_k} \cdot \frac{G_{\text{нр.р}}}{\rho}} = \sqrt{\frac{98067}{9000} \cdot \frac{98,9}{978}} = 0,334 \text{ м}^3/\text{час.}$$

3. По таблице значений K_v для клапана с предварительной настройкой "V-ехакт" ET 15(1/2") фирмы Heimeier:

Значения K_v для клапана ET 15(1/2") по данным изготовителя

Позиция шкалы	1	2	3	4	5	6
Значение K_v	0,047	0,098	0,161	0,234	0,364	0,468

находят интерполяцией, что вставку клапана следует установить на значение по шкале: 4,7.

В завершение пункта 2.14 необходимо отметить, что полученное для каждого отопительного прибора значение величины настройки терморегулирующего клапана следует указать на аксонометрической схеме системы отопления у соответствующего прибора.

Регулирование подачи тепла

2.15 (3.10*). Различают два способа регулирования систем отопления: объектное и индивидуальное.

При организации объектного регулирования тепловая мощность системы регулируется по потребности обслуживаемого здания в целом. Объектное регулирование может быть погодным или по температуре внутреннего воздуха.

Индивидуальное регулирование предусматривает изменение теплопроизводительности отопительных приборов в каждом помещении в зависимости от температуры внутреннего воздуха данного помещения.

2.16 (3.13*). Системы отопления рекомендуется присоединять непосредственно к тепловым сетям, имеющим расчётную температуру подаваемого теплоносителя не более 95 °С без установки элеватора.

Такое присоединение позволяет:

- применить объектное регулирование с использованием погодозависимых контроллеров;
- осуществлять индивидуальные вводы тепловой сети в каждую функционально единую зону здания или квартиру жилого дома с полным учётом потребляемой тепловой энергии;
- установить терморегулирующие вентили на каждом отопительном приборе, то есть осуществить индивидуальное регулирование теплопроизводительности в полном объёме.

2.17 (1.13*). При использовании для отопления индивидуальной котельной рекомендуется применять котлы с контроллерами, обеспечивающими регулирование температуры подаваемой в систему отопления воды по температурному графику в зависимости от фактической температуры наружного воздуха.

На рис. 2.4 представлена схема топочной для отопления и горячего водоснабжения жилого дома с таким контроллером. Для горячего водоснабжения установлен ёмкий водонагреватель (9). Это позволяет использовать котёл для отопления здания, периодически переключая его на короткий промежуток времени для нагрева водонагревателя (с приоритетом горячего водоснабжения). Малошумные энергоэкономичные насосы "online" с мокрым ротором обеспечивают циркуляцию в системе отопления (7), в контуре нагрева водонагревателя (10) и в циркуляционном контуре ГВС (11). Температура подаваемой в систему отопления воды всегда поддерживается в установленной зависимости от температуры наружного воздуха, фиксируемой датчиком наружной температуры (3).

Перед вводом топочной в эксплуатацию пользователь программирует контроллер с учётом конкретных особенностей здания, обслуживаемого данной топочной.

2.18. При использовании в качестве источника тепловой энергии центральных тепловых сетей, также целесообразно применить объектное регулирование с использованием специального контроллера отопительных контуров.

Принципиальная схема объектного регулирования системы отопления и горячего водоснабжения здания при открытой системе теплоснабжения, то есть с отбором горячей воды непосредственно из теплосети, представлена на рис.2.5.

Контроллер отопительного контура (3) в зависимости от температуры наружного воздуха и заданного температурного графика управляет трёхходовым клапаном (5), обеспечивая требуемую температуру в подающем трубопроводе системы отопления. Требуемая для горячего водоснабжения температура воды поддерживается регулятором температуры (7), а терморегулятор (11) максимально ограничивает расход воды, возвращаемой в теплосеть по циркуляционной линии ГВС.

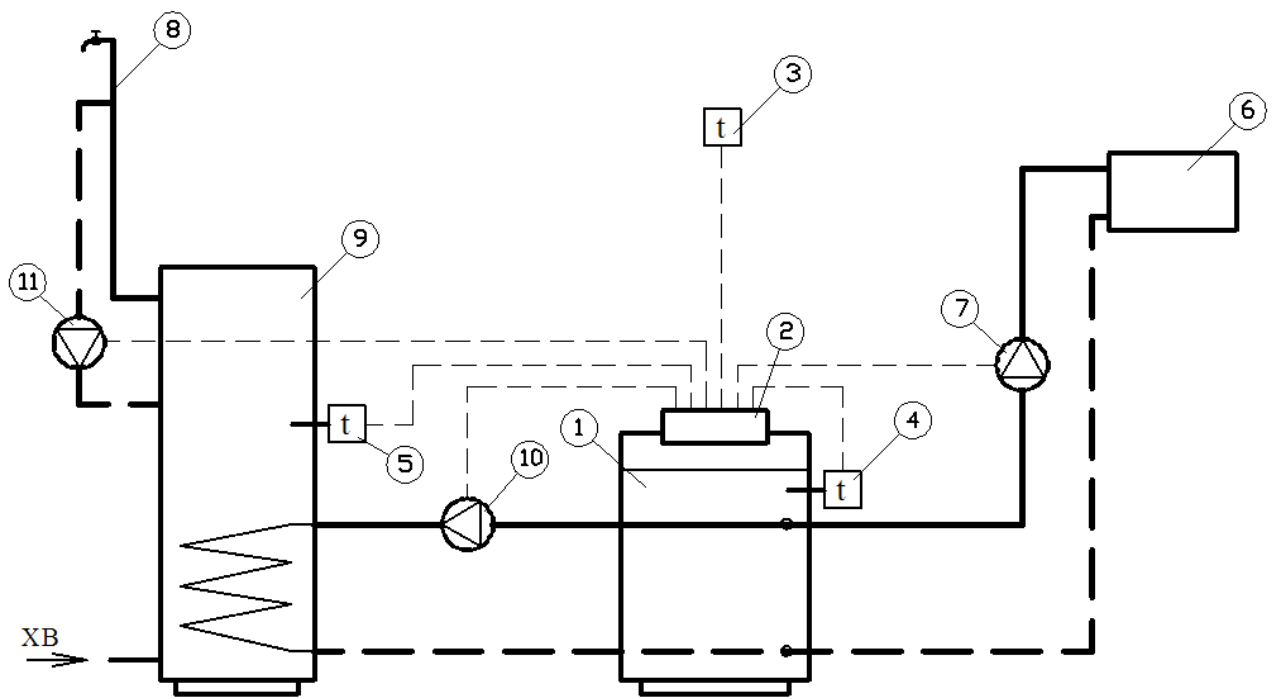


Рис. 2.4. Система отопления и горячего водоснабжения от автономного котла с контроллером погодного регулирования

1 – котёл; 2 – контроллер погодного регулирования; 3 – датчик наружной температуры; 4 – датчик температуры котла; 5 – датчик температуры водонагревателя; 6 – система отопления; 7 – циркуляционный насос отопления; 8 – система ГВС; 9 – ёмкий водонагреватель; 10 – насос нагрева водонагревателя; 11 – насос циркуляционной линии ГВС

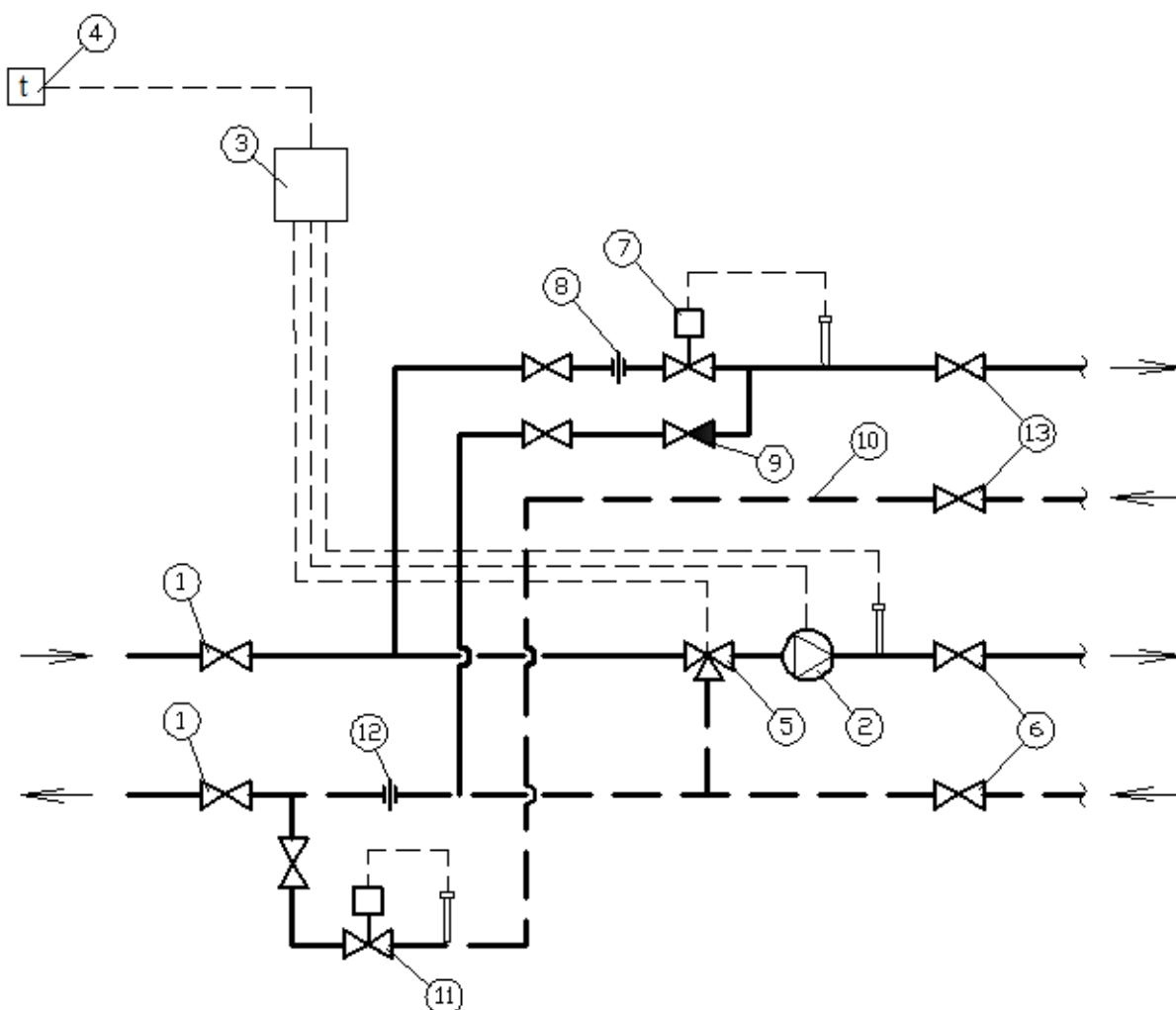


Рис. 2.5. Схема размещения элементов объектного регулирования в индивидуальном тепловом пункте здания

1 – входные задвижки на подающем и обратном трубопроводах тепловой сети; 2 – циркуляционный насос отопления; 3 – погодозависимый контроллер отопительного контура; 4 – датчик наружной температуры; 5 – трёхходовой смесительный клапан; 6 – выходные задвижки системы отопления; 7 – регулятор температуры горячего водоснабжения; 8 – дроссельная шайба; 9 – обратный клапан; 10 – циркуляционный трубопровод ГВС; 11 – термостатический ограничитель расхода циркуляционной воды; 12 – подпорная диафрагма; 13 – выходные задвижки ГВС

2.19 (3.55*). Если располагаемый перепад давлений в отопительной системе достаточен, то объектное регулирование дополняют индивидуальным регулированием теплоотдачи каждого отопительного прибора. Индивидуальное регулирование осуществляют установкой на входе теплоносителя в прибор терморегулирующего клапана с термостатной головкой (рис.2.6).

Термостатная головка (3) воздействует на клапан, увеличивая или уменьшая расход теплоносителя в зависимости от температуры воздуха внутри помещения. Следует иметь в виду, что термостатная головка должна свободно омываться воздухом помещения. Если отопительный прибор размещён открыто, её устанавливают прямо на термоклапане (см. рис.2.6.а). Если по эстетическим требованиям отопительный прибор имеет ограждение, заставлен мебелью или закрыт занавесью, следует применять термоклапан с дистанционной термостатной головкой (см. рис.2.6.б). Термостатную головку при этом размещают на открытом месте на стене на расстоянии 1÷2 м от клапана на высоте 0,6÷1,5 м от пола.

При наличии в обслуживаемом помещении двух или более отопительных приборов термостатные головки допускается устанавливать на части из них, но не менее чем на 50% от общего количества приборов.

Индивидуальное регулирование обеспечивает экономию до 6% теплоты, расходуемой на отопление здания. К сожалению, такое регулирование оказывается не возможным при централизованном теплоснабжении с элеваторным присоединением систем отопления к тепловым сетям, ввиду недостаточного располагаемого давления на выходных задвижках индивидуальных тепловых пунктов зданий.

Квартирное отопление

2.20 (3.85*). Квартирной считают систему, обслуживающую жилище одного владельца: квартиру в многоквартирном доме или индивидуальный жилой дом.

В обоих случаях квартирные системы осуществляют не только отопление, но и горячее водоснабжение пользователей и могут в качестве источника теплоты иметь централизованные тепловые сети или местный источник теплоты.

Однако большинство технических решений квартирных систем для индивидуальных жилых домов и для квартир в многоэтажном жилом доме существенно различаются.

2.21 (3.85*, 3.87*, 3.90*). Для индивидуального жилого дома при централизованном теплоснабжении сооружают один индивидуальный тепловой пункт, от которого могут отапливаться и обеспечиваться горячей водой ряд построек.

При местном теплоснабжении устраивают топочную в отдельно выделенном помещении для размещения котлов и вспомогательного

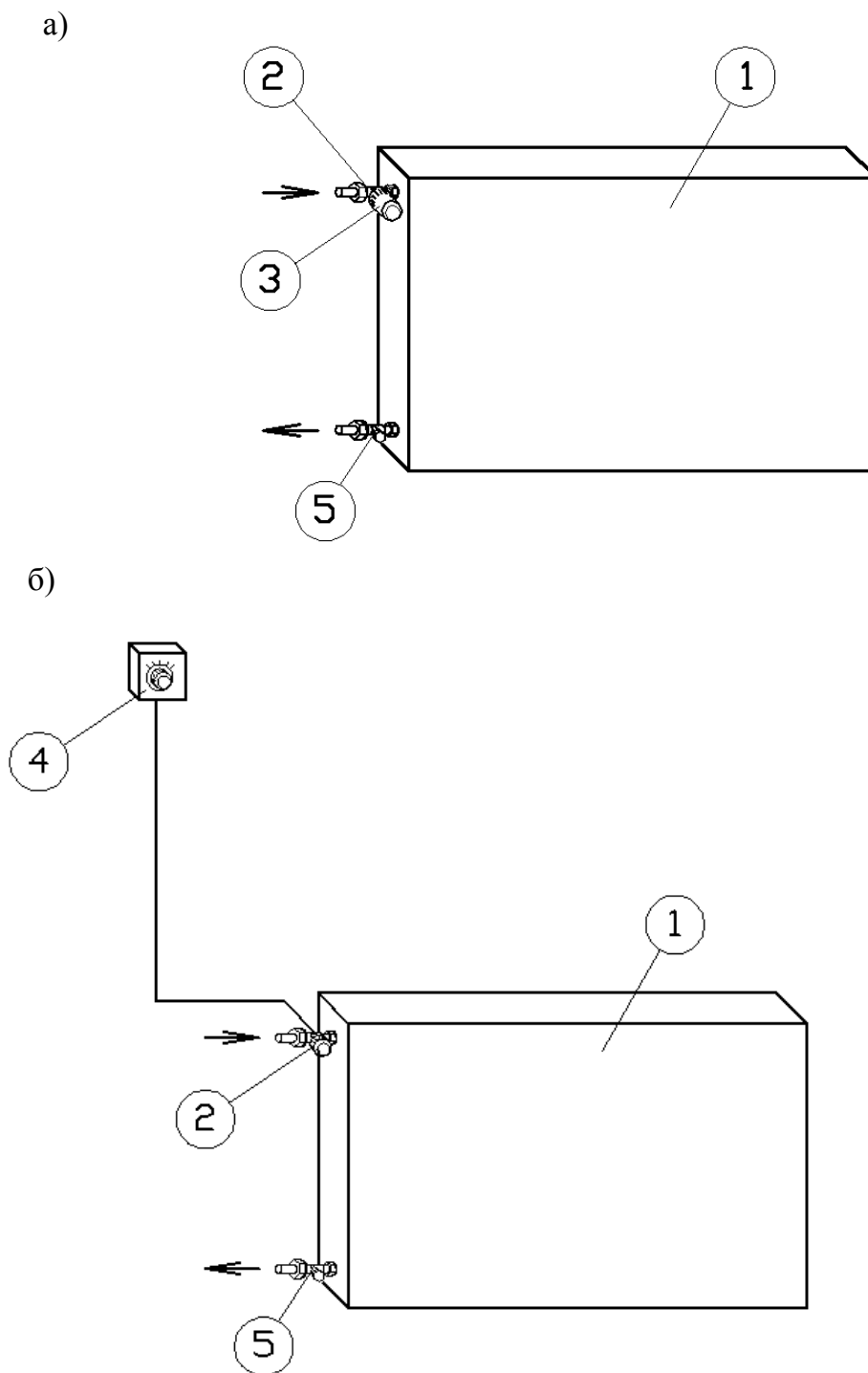


Рис.2.6. Индивидуальное регулирование теплопроизводительности радиаторов

а) установка термостатной головки на корпусе терморегулирующего клапана;
 б) установка термостата на стене

1- радиатор; 2 – терморегулирующий клапан; 3 – термостатная головка; 4 – выносная термостатная головка; 5 – отсечной клапан

оборудования. Помещение топочной с газовыми котлами и дымоудаление от них должно отвечать требованиям КМК 2.04.08-96 "Газоснабжение. Нормы проектирования".

Газовые котлы, как правило, рекомендуется применять с открытой камерой сгорания, и предусматривать гарантированное поступление в топочную наружного воздуха, необходимого для горения топлива в соответствии с п. 3.87* КМК 2.04.05-97*. Расчётную тепловую мощность котлов принимают равной сумме расчётного теплового потока на отопление и среднесуточного расхода теплоты на горячее водоснабжение.

Наиболее распространённая схема отопления и горячего водоснабжения индивидуального жилого дома от автономных газовых котлов представлена выше на рис. 2.4. и описана в п.2.17.

2.22 (3.85*, 3.87*). Для каждой квартиры многоквартирного жилого дома может предусматриваться индивидуальный ввод от централизованных открытых тепловых сетей.

Такое решение возможно при установке в квартирах компактных автоматизированных ИТП полной заводской готовности с прибором учёта потребляемой квартирой теплоты и горячей воды. При принятии решения необходимо также учитывать, что квартирные ИТП должны размещаться в нежилом помещении.

2.23 (3.85*, 3.86*, 3.87*, 3.89*, 3.91*). Местное квартирное отопление и горячее водоснабжение от газовых котлов допускается в жилых домах высотой до пяти этажей включительно. При этом следует применять автоматизированные газовые котлы с закрытой камерой сгорания, отвечающие в частности требованиям пп. 3.85* и 3.86* КМК 2.04.05-97*. Закрытая камера сгорания необходима, учитывая повышенные требования к безопасности многоквартирных жилых зданий.

Топочная в квартирах многоквартирных зданий должна располагаться в нежилом помещении, отвечающем требованиям КМК 2.04.08-96.

При проектировании квартирных систем необходимо, помимо общеизвестных положений и нормативных требований, руководствоваться также инструкциями предприятий-изготовителей котлов и автоматических контроллеров, поставляемых в комплекте с котлами.

2.24. (3.86*, 3.90*). В квартирных системах многоквартирных жилых домов в качестве индивидуальных генераторов теплоты применяют настенные автоматизированные газовые котлы с закрытой камерой сгорания.

Необходимый для горения газа наружный воздух подводят к каждому котлу по персональным воздуховодам. Забор воздуха для горения осуществляют непосредственно через наружную стену. Выброс продуктов сгорания, ввиду наличия на фасаде оконных проёмов, осуществляют в сборный дымоход (рис.2.7).

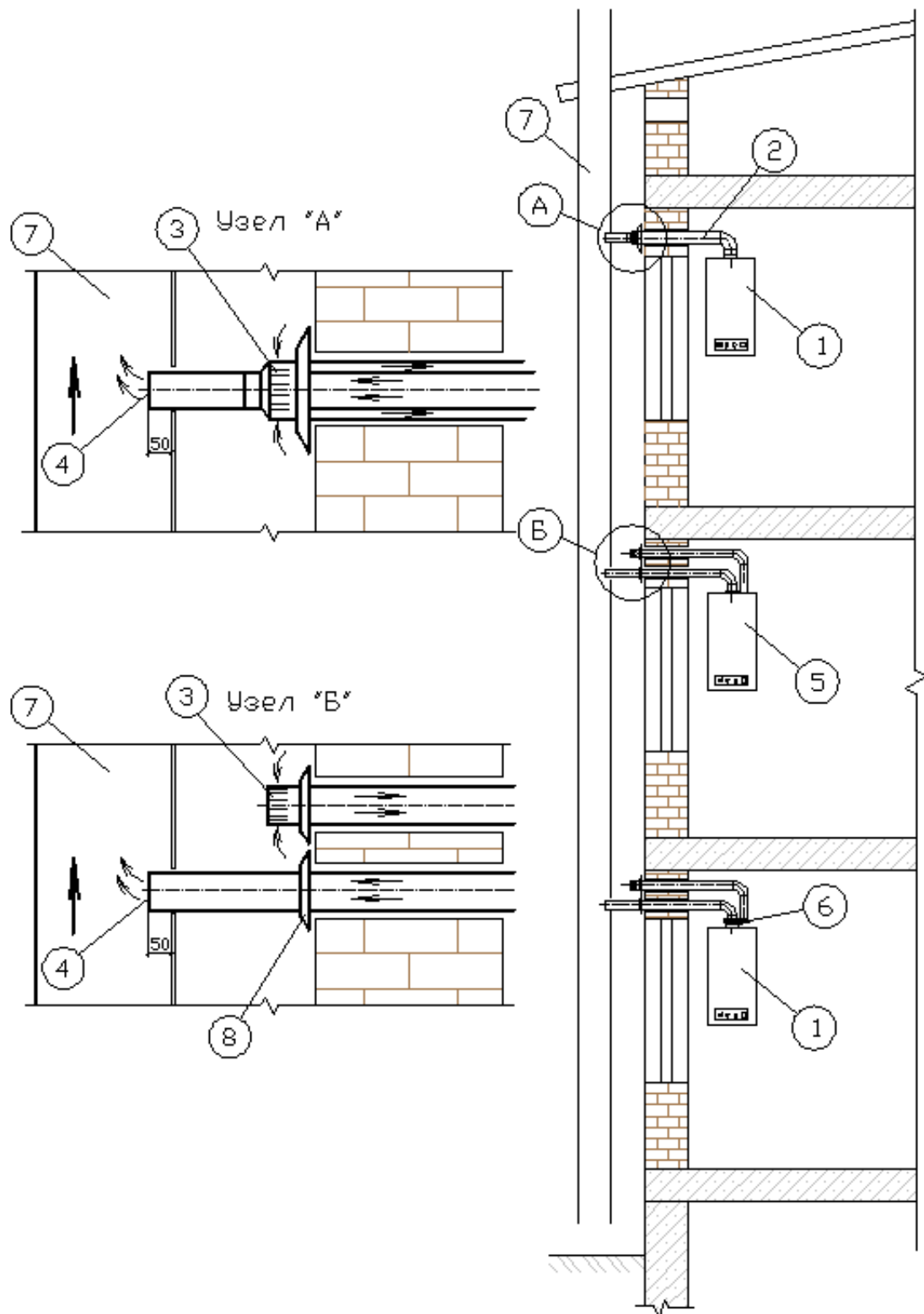


Рис.2.7. Схемы забора воздуха для горения и дымоудаления от квартирных теплогенераторов в многоквартирном доме
 1 – газовый котёл с коаксиальным дымоходом; 2 – коаксиальный дымоход; 3 – забор воздуха для горения; 4 – выпуск дымовых газов; 5 – газовый котёл с раздельным дымоходом и воздухозабором; 6 – разделитель воздухозаборного и дымовых каналов; 7 – сборный наружный дымоход; 8 – декоративный фланец

Существует два варианта подачи воздуха для горения и удаления дымовых газов (см. рис.2.7): при помощи коаксиального дымохода (2), когда канал удаления дымовых газов размещается внутри воздухозаборного канала, и по отдельным каналам. Некоторые производители котельного оборудования предусматривают выпуск котлов по обоим вариантам, а другие используют разделитель каналов (6), устанавливаемый непосредственно на коаксиальный дымоход котла.

На рис.2.7 представлены возможные варианты обеспечения дымоудаления в сборный дымоход с использованием деталей, которыми комплектуются поставляемые котлы.

Расчёт сборного дымохода проводится из условия обеспечения его работы в условиях естественной тяги. Верхний и нижний торцы сборного дымохода (7) оставляют открытыми для беспрепятственного удаления дыма и стекания конденсата на отмокку здания.

Расстояние от наружной стены до сборного дымохода может составлять 300÷500 мм. В этом случае дымоход котла (4) наращивают, используя штатные детали, с тем, чтобы он вошёл в сборный дымоход на глубину 50 мм. Герметизации входа котлового дымохода в сборный не требуется, однако кольцевой зазор между дымоходами не должен превышать 2÷3 мм.

Отверстия в стене для прохода дымохода и воздухозаборного канала обрамляют декоративными фланцами (8).

3. ВЕНТИЛЯЦИЯ

ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

3.1 (4.1*). ВЕНТИЛЯЦИЯ – одно из основных средств для поддержания необходимого качества воздушной среды в помещениях зданий путём организации обмена внутреннего воздуха наружным. Плохая вентиляция ухудшает самочувствие людей, снижает работоспособность, вредно отражается на здоровье. Нерационально запроектированная вентиляция может увеличить энергопотребление вентсистемами в 2-3 раза по сравнению с оптимальным проектным решением.

При организации воздухообмена в здании следует соблюдать ряд принципов и выбирать наиболее рациональные технические решения, обеспечивающие высококачественную вентиляцию при минимально возможных затратах энергии. Такие принципы и способы экономии энергии при организации вентиляции описываются ниже.

Сокращение величины воздухообмена

3.2 (4.2*). Сокращение величины воздухообмена, напрямую уменьшающее энергозатраты на обработку и транспортировку воздуха, достигается:

- освобождением вентиляции от излишних нагрузок;
- подачей только минимальной нормы наружного воздуха (по санитарным и противопожарным требованиям);
- исключением, по-возможности, рециркуляции воздуха из одних помещений в другие.

3.3 (4.2a*). Вентиляцию следует освобождать от функции переноса теплоты или холода. Воздух – плохой теплоноситель, на порядок уступающий воде и жидким фреонам в способности переносить теплоту. К тому же нет никакой необходимости возлагать на среду дыхания человека такую задачу. В ряде случаев значительно проще подавать в помещение теплоту зимой приборами отопления, а холод летом с помощью сплит-кондиционеров или фэнкойлов. Как показывают расчёты, освобождение вентиляции от функции переноса теплоты снижает требуемую величину воздухообмена в 1,5÷3 раза.

Выносить из объёма помещения влагу (например, из залов бассейнов) также более рационально не вентиляционным воздухом, а автономными осушителями.

3.4 (4.26*, 4.3*, 4.39*, 9.15*, прил.17*). Расход подаваемого или поступающего в помещение наружного воздуха следует предусматривать, как правило, равным санитарной норме (КМК 2.04.05-97*, прил.17*) или в размере, необходимом для растворения вредностей до взрывобезопасных концентраций.

Вентиляцию жилых, общественных и административных зданий следует разрабатывать, принимая расчётный расход наружного воздуха через каждое помещение согласно таблицам и требованиям ШНК 2.08.01-05, ШНК 2.08.02-09* и ШНК 2.09.04-09.

Поступление в помещение расчётного расхода наружного воздуха должно быть гарантировано во всех ситуациях. Для этого в системах вентиляции с переменным расходом воздуха необходимо устанавливать блокировочные устройства, не допускающие снижения расхода наружного воздуха ниже минимально допустимого значения.

На нерабочие часы суток вентиляцию следует прекращать, вентиляторы (кроме дежурных) отключать. В здании необходимо сохранить требуемый небольшой воздухообмен наружным воздухом через щелевые приточные устройства (см. КМК 2.01.04-97*, п.5.7) или форточки. В помещениях и зонах без естественного проветривания в нерабочее время средняя кратность воздухообмена в размере $0,5 \text{ ч}^{-1}$ должна поддерживаться работой дежурной системы вытяжной вентиляции.

3.5 (4.2в*, 4.40*, 4.43*). Согласно пп.4.40* и 4.43* КМК 2.04.05-97* применение рециркуляции должно быть обосновано.

Рециркуляцию воздуха широко применяли, когда с вентиляционным воздухом в помещения вносили или удаляли теплоту или влагу. Для увеличения расхода приточного воздуха до требуемого по условиям тепломассопереноса к забираемому снаружи воздуху добавляли часть вытяжного потока. При этом энергозатраты на перемещение воздуха существенно возрастали.

Такое решение вполне обоснованно при применении воздушного отопления и кондиционирования воздуха в зданиях с крупнообъёмными помещениями (зрелищные и спортивные сооружения, читальные и выставочные залы, торговые комплексы, производственные цехи и др.), а также при наличии технологических требований.

Но в большинстве других случаев рециркуляция с перетеканием вытяжного воздуха из одних помещений в другие оказывается неоправданной и нежелательной, ввиду перетекания загрязнений, усложнения индивидуального регулирования, повышения энергетических затрат.

Рециркуляция воздуха в пределах одного помещения остаётся полезной для воздушного душирования, воздушно-тепловых завес, в целях повышения температуры воздуха в приточных струях и в других целях при обосновании.

Уменьшение затрат на перемещение и обработку воздуха

3.6 (4.2.в*, 4.3*, 10.1). Весьма важно правильно подать и удалить из помещений вентиляционный воздух. Поэтому для проектируемого здания сначала следует разработать схему организации воздухообмена с указанием мест подачи или входа наружного воздуха, путей его движения между помещениями и удаления в атмосферу, а также значений расходов всех воздушных потоков.

Перед выбором расчётной схемы следует проанализировать состав помещений здания и определить:

- перечень помещений, в которых обязателен и механический приток и механическая вытяжка воздуха (помещения и зоны без естественного проветривания; помещения, требующие наличия разряжения при кратности воздухообмена более 3ч^{-1});

- перечень помещений, в которых обязателен механический приток, но вытяжка – естественная (помещения, требующие создания подпора воздуха; а также помещения с кратностью воздухообмена более 3ч^{-1});

- перечень помещений, в которых обязательна механическая вытяжка, но приток – естественный (помещения с выделением вредностей и резко выраженных запахов).

Для вентиляции следует максимально использовать естественное побуждение для перемещения воздуха. Поэтому специалист по вентиляции должен приложить все усилия, чтобы в здании было как можно меньше зон без естественного проветривания. К таким зонам, помимо подвальных помещений, относятся все помещения, не имеющие в достаточном количестве в остеклённых светопрёмах открывающихся форточек, нижнеподвесных фрамуг, других устройств для естественного проветривания.

Необходимо помнить, что размер и количество открываемых устройств в наружных ограждениях строго нормированы. Площадь полного открытия каждого устройства должна составлять $0,15 \div 0,2 \text{ м}^2$, а общая площадь раскрываемых проёмов в помещении должна быть равной $1 \div 1,5\%$ площади пола.

3.7 (4.2*, 4.3*, 4.20*). Разрабатывать схему организации воздухообмена в здании следует, соблюдая требования пп. 1.1ж*, 4.47*, 4.48, 4.51, 4.55 КМК 2.04.05-97*.

Подавая наружный воздух в помещения с постоянным пребыванием людей, необходимо обеспечить пути перетекания этого воздуха в наиболее загрязнённые зоны и помещения, из которых организуется вытяжка с удалением загрязнённого воздуха в атмосферу.

Естественное поступление наружного воздуха в помещения с постоянным пребыванием людей предусматривают через форточки, фрамуги или другие приточные устройства в наружных ограждениях. Механическую приточную вентиляцию принимают при обязательности её применения или

по решению проектировщика. Механический приток наружного воздуха организуют непосредственно в помещения с постоянным пребыванием людей. Нормы проектирования допускают также подавать часть приточного воздуха в коридоры, фойе и рекреации здания.

Удаление воздуха системами вытяжной вентиляции следует предусматривать из зон и помещений, в которых воздух наиболее загрязнён. В жилых зданиях проектируют естественную канальную вытяжку. В общественных и административно-бытовых зданиях вытяжные каналы, как правило, оборудуют крышными вентиляторами. Сечение вытяжных каналов во всех перечисленных зданиях должно быть достаточным для прохода расчётного расхода удаляемого воздуха только за счёт гравитационного давления, возникающего при наружной температуре +5°C.

На путях перетекания воздуха внутри здания из чистых зон в загрязнённые в дверных полотнах и внутренних ограждениях предусматривают устройства для перетекания воздуха. Размеры переточных решёток и отверстий следует определять, принимая следующие предельные значения скорости воздуха в живом сечении решёток и отверстий:

- жалюзи во внутренних дверях и нижней части стен: 2,5 м/с;
- в зоне обслуживания, но не вблизи рабочего места: 3,5 м/с;
- выше зоны обслуживания: 4,5 м/с.

По завершении разработки схемы организации воздухообмена рекомендуется проводить контроль значений расходов перетекающего по зданию воздуха, с целью подтверждения баланса расходов по траекториям его движения.

3.8 (4.26*, 4.8*, 4.39*, 4.40*). Механическую приточную вентиляцию помещений, которые отапливаются водяными системами отопления и охлаждаются хладоновыми или водяными системами охлаждения, следует осуществлять, подавая только наружный воздух. Так как загрузка помещений значительно меняется в течении суток, целесообразно изменять величину расхода подаваемого воздуха. Кроме того, необходимо учитывать, что различные помещения имеют различный график потребности в наружном воздухе.

Схема приточной системы без использования рециркуляции с количественным регулированием подачи наружного воздуха в различные помещения по потребности, представлена на рис. 3.1.

Приточный вентилятор (1) с регулируемой скоростью вращения постоянно поддерживает в магистральном воздуховоде (3) неизменное статическое давление. В каждую из отдельных зон обслуживания (помещение или функционально-единая группа помещений) воздух из магистрали подаётся по отдельному воздуховоду через автоматический дроссель-клапан (6). Клапан управляется от датчика, установленного в помещении (например, датчика содержания CO₂, датчика влажности, датчика качества воздуха и др.) и подаёт только такой расход наружного воздуха, который требуется при данной загрузке помещения. Расход подаваемого

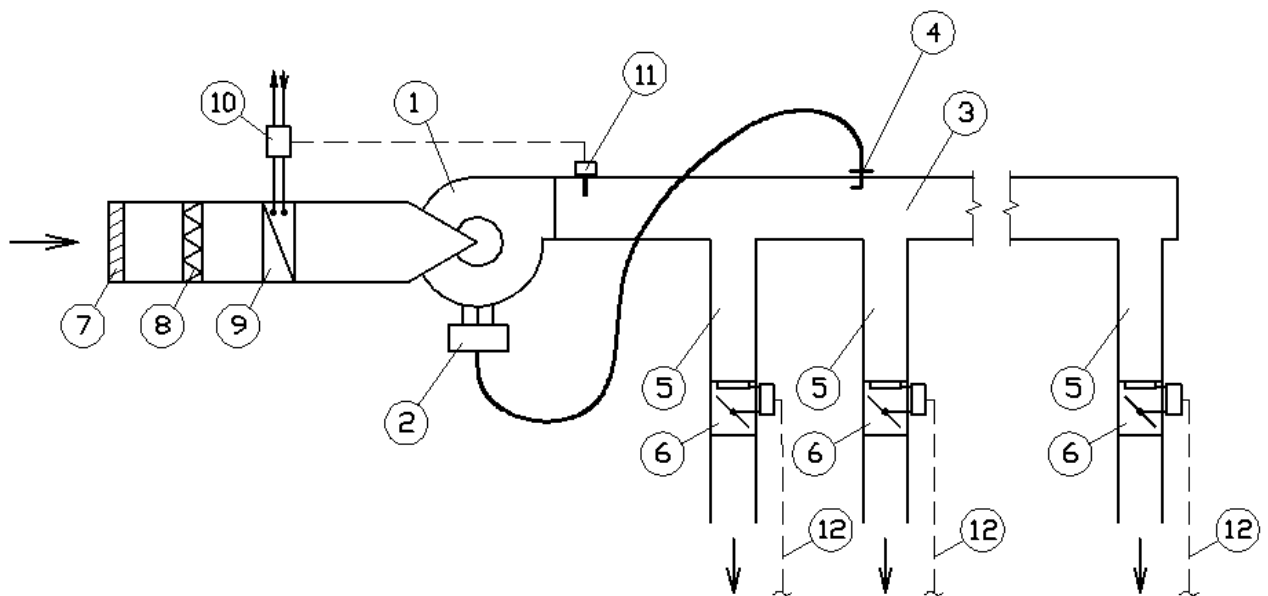


Рис. 3.1. Система вентиляции, подающая только наружный воздух с изменяемым расходом (система-VAV)

1 – приточный вентилятор; 2 – блок управления скоростью вращения вентилятора; 3 – магистральный воздуховод; 4 – датчик статического давления; 5 – ответвления на вентиляцию отдельных помещений; 6 – дроссель-клапаны; 7 – забор наружного воздуха; 8 – воздушный фильтр; 9 – воздухонагреватель; 10 – блок регулирования и защиты от замерзания воздухонагревателя; 11 – датчик температуры приточного воздуха; 12 – от датчика "содержания CO₂", установленного в помещении

наружного воздуха никогда не снижается ниже 10% от расчётного, в целях сохранения минимально допустимого воздухообмена.

Системы с изменяемым расходом наружного воздуха имеют название: системы VAV (Variable Air Volume). Одной системой обслуживают помещения функционально единой зоны, расположенные на одном этаже в пределах одного противопожарного отсека. VAV-систему рассчитывают на подачу суммы минимальных расходов наружного воздуха, требуемых по санитарно-гигиеническим нормативам и нормам взрывопожарной безопасности для всех обслуживаемых системой помещений.

Так как в задачу системы не входит подача теплоты или холода, приточный воздух целесообразно подогревать в холодный период года только до температуры +20°C, а в тёплый период – подавать неохлаждённый наружный воздух (теплота, вносимая в помещения вентиляционным воздухом, должна учитываться при расчёте нагрузки системы охлаждения).

Обеспечение надёжной энергосберегающей эксплуатации

3.9 (4.2*). Проектные решения по вентиляции должны обеспечивать их удобную и наиболее энергосберегающую эксплуатацию. Важнейшими направлениями для достижения данной цели являются:

- максимальная децентрализация вентиляционных систем;
- количественное регулирование воздухообмена по уровню потребности;
- удобное местное управление режимом вентиляции (или полная автоматизация управления);
- применение современного высокоэффективного вентиляционного оборудования.

3.10 (4.2г*, 4.46*, 4.22). Постоянно поддерживать в помещениях оптимально-достаточный воздухообмен по наружному воздуху проще с помощью персональных децентрализованных систем вентиляции. Поэтому одной системой целесообразно обслуживать одно помещение или функционально единый блок помещений одного этажа, не разделённых противопожарной преградой.

Децентрализованные системы всегда более надёжны, чем крупные централизованные. Кроме того при децентрализации проще регулировать и отключать вентиляцию каждого помещения по потребности, то есть реально экономить энергию.

Децентрализация исключает зависимость воздушной среды каждого помещения от состояния и работоспособности вентиляционных устройств в соседних помещениях.

Децентрализованные системы, обладающие небольшой производительностью могут выполняться "канального типа", то есть с размещением оборудования в обслуживаемых помещениях по трассе воздуховодов, без сооружения вентиляционных камер.

3.11 (4.2д*, 9.11*). В системах приточной вентиляции, подающих только наружный воздух, количественное регулирование воздухообмена по уровню потребности является наиболее энергосберегающим. Поэтому текущие расходы подаваемого наружного воздуха целесообразно изменять в соответствии с потребностью в нём, прямо пропорционально количеству выделяющихся вредностей.

Наиболее просто регулирование по-потребности реализуется применением вентиляторов с изменяющейся скоростью вращения с размещением переключателя скоростей непосредственно в обслуживаемом помещении. Рекомендуется предусматривать, также, автоматическое регулирование вытяжных и приточных систем по сигналам датчиков влажности, "содержания CO₂", "присутствия человека", "качества воздуха".

Наибольший эффект регулирование по-потребности создаёт в вытяжных системах индивидуальных уборных, ванных комнат и в приточных системах, обслуживающих помещения с постоянно изменяющимся количеством людей: учебные аудитории, конференц-залы, предприятия питания, магазины и другие.

3.12 (4.2д*). В целях обеспечения энергосберегающей эксплуатации вентиляционных систем, следует обязательно предусматривать один из двух альтернативных способов управления режимом работы вентиляции каждого помещения:

- полностью автоматизированное в целом по зданию центральное управление всеми вентиляционными системами без исключения;
- местное управление каждой вентиляционной системой с размещением пульта управления непосредственно в помещении, которое она обслуживает (при отсутствии автоматизированного центрального управления).

3.13 (4.2и*, 4.78.1*). Важным принципом создания энергоэкономичных вентиляционных систем является применение в проектах современного вентиляционного оборудования и материалов.

Прежде всего следует назвать оборудование канального типа, встраиваемое непосредственно в воздуховоды, вентканалы, подшивные потолки, фальшполы.

Следует применять компактные приточные и приточно-вытяжные установки, кассетные фильтры, малозумные вентиляторы с регулируемой воздухопроизводительностью, пластинчатые и роторные утилизаторы тепла вытяжного воздуха, электродогреватели, управляемые семисторным регулятором, периодически прерывающим подачу электрического напряжения. Следует применять оборудование, содержащее вентиляторы с принципиально новыми электронно-коммутируемыми (ЕС) двигателями, имеющими КПД на уровне до 90%. Рынок предлагает также разнообразные средства автоматизации вентиляционных систем, программируемые

электронные контроллеры, а также пульта управления вентиляцией из помещения.

В проектах следует применять также новые аксессуары для монтажа систем вентиляции. Это гибкие и полужёсткие воздуховоды, быстросъёмные хомуты, специальные крепёжные ленты и другие изделия.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕЦЕНТРАЛИЗОВАННОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

3.14 (1.1ж*, 4.2г*, 4.22). Положения данного подраздела распространяются на проектирование общеобменной вентиляции жилых, общественных и административно-бытовых зданий. Возможность их применения при разработке вентиляции производственных помещений определяют технологи в каждом частном случае.

К децентрализованным системам вентиляции (ДСВ) следует относить системы, целиком расположенные на одном этаже и в пределах части здания, ограниченной противопожарными стенами или противопожарными перегородками и обслуживающие помещения одной категории по взрывопожарной опасности. Для одного помещения могут предусматриваться две или несколько децентрализованных систем вентиляции.

Производительность ДСВ по подаваемому наружному воздуху ограничивается воздухопроизводительностью выпускаемого для данного типа систем оборудования. Как правило, она не превышает $2000\text{м}^3/\text{час}$.

Децентрализованные системы вентиляции относятся к системам с искусственным побуждением движения воздуха и подразделяются на приточные и приточно-вытяжные. При применении приточных ДСВ воздух из обслуживаемого помещения удаляется через форточки и фрамуги светопроёмов и переточные решётки во внутренних и наружных ограждениях за счёт подпора.

Децентрализованные системы одних помещений здания вполне совместимы с централизованной вентиляцией соседних помещений в том же здании. Например, централизованная вытяжка может удалять воздух, поданный ДСВ и перетекающий в зону её действия. Приточно-вытяжные ДСВ могут выполнять также роль резервных вентиляционных систем.

Несмотря на то, что децентрализованные системы вентиляции в ряде случаев будут эксплуатироваться и в тёплый период года, все проектные решения данных систем следует выбирать и рассчитывать на расчётные условия холодного периода года.

При проектировании ДСВ следует соблюдать все требования строительных норм и правил к вентиляции помещений.

Особенности и виды децентрализованных систем

3.15 (4.2*, 4.16*, 4.44). Децентрализованная система вентиляции предназначена для обслуживания технологически единой группы помещений или одного помещения на этаже. Для административно-бытового помещения с постоянным пребыванием людей без естественного проветривания согласно п.4.16* КМК 2.04.05-97* потребуется предусмотреть две ДСВ приточно-вытяжного типа, каждая на расход по 50% требуемого воздухообмена (в целях повышения надёжности подачи наружного воздуха).

Децентрализованные системы вентиляции недопустимо применять для помещений, из которых не допускается рециркуляция воздуха согласно п.4.44 КМК 2.04.05-97*.

3.16. Приточные ДСВ, как правило, состоят из установки, размещаемой на наружной стене помещения. Наружный воздух забирается через внутрестеновой канал с помощью вентилятора установки, смешивается с внутренним воздухом (в целях повышения температуры), фильтруется и подаётся в верхнюю зону помещения.

На рис.3.2 представлена в качестве примера приточная ДСВ с использованием серийно выпускаемой установки "Марта" чешской фирмы "2VV". Производительность по воздуху составляет 120 м³/ч. Вентилятор трехступенчатый. Подмешивание внутреннего воздуха может устанавливаться в размере от 0-100% от подаваемого установкой расхода. Предусмотрен электрический догреватель воздуха. Температура приточного воздуха устанавливается регулятором, расположенным с левой стороны лицевой панели аппарата. Несмотря на то, что шкала температур имеет пределы от +5 до +45°С, наиболее энергосберегающая эксплуатация ДСВ будет осуществляться при установке температуры притока +10°С и максимально возможном подмесе внутреннего воздуха к санитарной норме наружного воздуха. Из помещения загрязнённый воздух выдавливается подпором в коридор через перепускную вентиляционную решётку в двери и удаляется вытяжной канальной вентиляцией.

Промышленностью выпускаются и более крупные децентрализованные приточные установки.

Для удобства управления приточной установкой и для соблюдения требования норм о необходимости забора наружного воздуха на высоте не менее 2,0м от уровня земли рекомендуется низ установки размещать на наружной стене на отметке 1500 мм от уровня пола.

3.17. Приточно-вытяжные ДСВ сооружаются с применением выпускаемых промышленностью современных приточно-вытяжных установок с пластинчатым утилизатором теплоты удаляемого воздуха. Установки могут размещаться на или внутри наружной стены,

a)

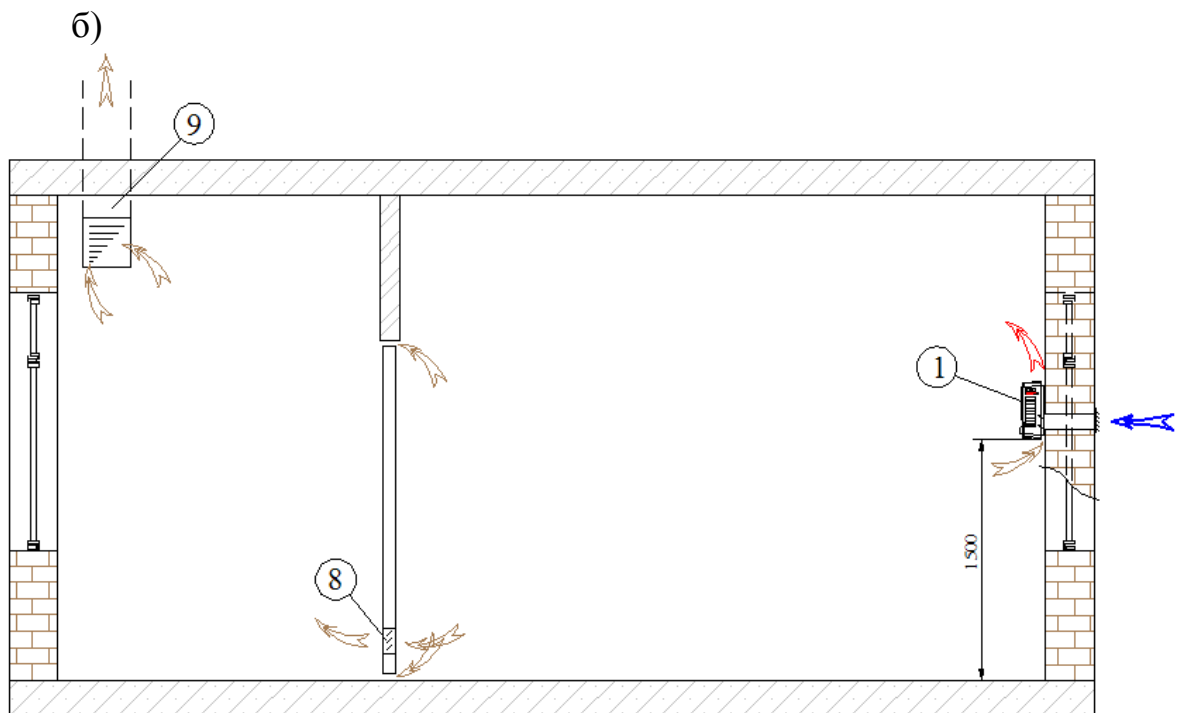
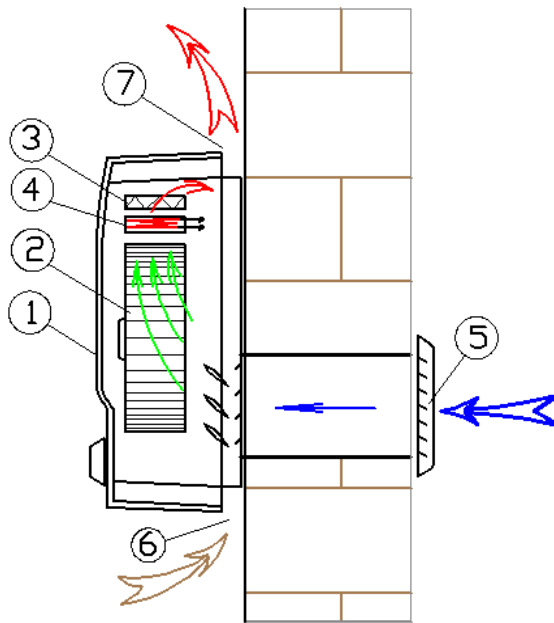


Рис. 3.2. Децентрализованная подача в помещение наружного воздуха с подмесом внутреннего воздуха и подогревом

- a) Размещение приточной установка «Марта» фирмы «2VV» на наружной стене;
б) Схема вентиляции помещения

1 – приточная установка "Марта"; 2 – вентилятор; 3 – фильтр; 4 – электрический воздухонагреватель; 5 – забор наружного воздуха; 6 – подмес внутреннего воздуха; 7 – выход приточного воздуха; 8 – переточная дверная решётка; 9 – естественная вытяжка

подвешиваться к потолку, устанавливаться в подшивном потолке или в соседнем помещении (см. примеры на рис. 3.3, 3.5÷3.8).

На рис. 3.3 представлена в качестве примера приточно-вытяжная ДСВ с использованием настенной установки "Микра-60" производства фирмы "ВЕНТС" с противоточным рекуператором теплоты. Максимальный расход приточного наружного воздуха 60 м³/час. Такой же расход удаляемого воздуха. Наружный воздух забирается вентилятором, проходит фильтр, каналы пластинчатого противоточного алюминиевого теплоутилизатора и поступает в помещение. Воздух вытяжного потока проходит через фильтр, смежные каналы теплоутилизатора и вытяжным вентилятором выбрасывается наружу. В теплоутилизаторе приточный воздух нагревается от вытяжного. При эффективности рекуперации 78%, наружной температуре -15°С, температура приточного воздуха доходит до +12°С, что достаточно для подачи его в обслуживаемое помещение без дополнительного нагрева. Теплота, забираемая из помещения приточным воздухом, восполняется отопительной системой (при проектировании предусматривают соответствующий запас расчётной величины теплового потока системы отопления).

В особо холодные зимние дни в каналах вытяжного воздуха теплоутилизатора может образовываться конденсат. В конструкции установки предусмотрена система сбора конденсата и отведения его на улицу.

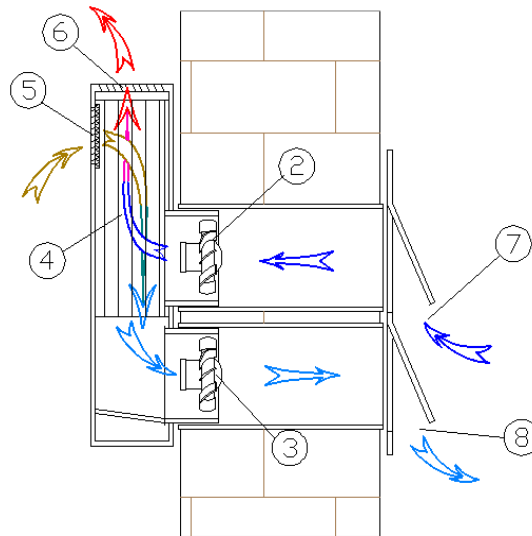
Установка "Микра-60" оборудована системой автоматики, обеспечивающей возможность изменения воздухопроизводительности (три режима) и системой защиты рекуператора от обледенения.

3.18. Важным положительным качеством децентрализованных систем вентиляции является возможность проектировать их без использования водяных воздухоподогревателей, сложных в сооружении и малонадёжных в эксплуатации.

Вместо калориферного нагрева применяют предварительное смешение наружного воздуха с внутренним или нагрев наружного воздуха от внутреннего воздуха в пластинчатом теплоутилизаторе. Расчёты показывают, что в обоих случаях возможно получить температуру подаваемого в помещение приточного воздуха на уровне +9 ÷ +11 °С (при наружной температуре -15 °С), что достаточно для обеспечения требуемых комфортных значений температур и подвижности воздуха во всей обслуживаемой зоне помещения (при правильной раздаче воздуха в верхнюю зону помещения).

Схемы децентрализованных систем без водяных калориферов рассматриваются в следующем подразделе.

а)



б)

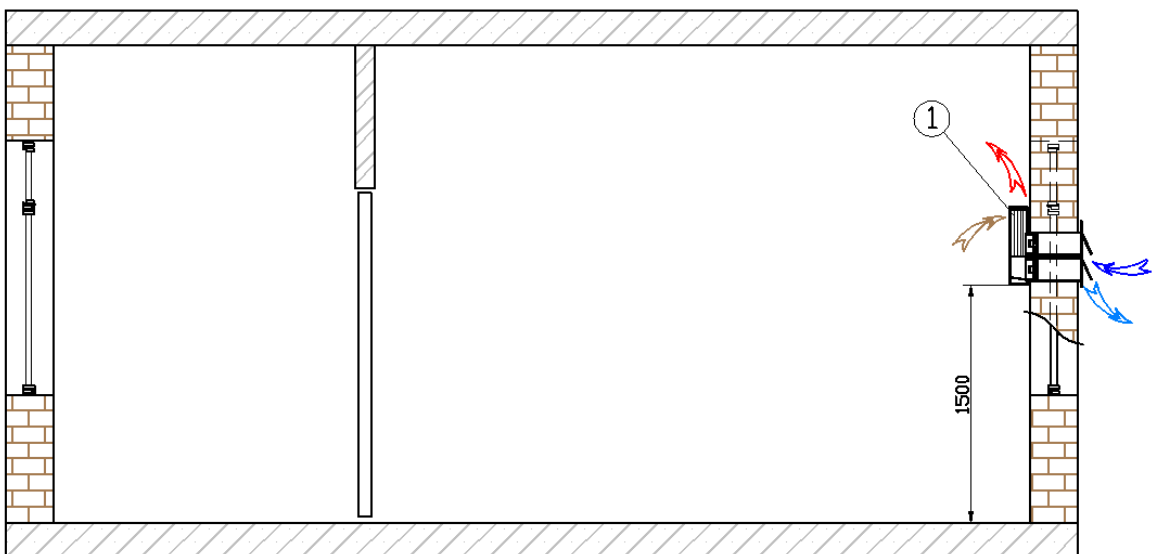


Рис. 3.3. Децентрализованная механическая приточно-вытяжная вентиляция помещения с использованием настенной установки «Микра-60»

- а) Приточно-вытяжная установка «Микра-60» с рекуператором тепла;
б) Схема вентиляции помещения

1 – приточно-вытяжная установка «Микра-60»; 2 – приточный вентилятор; 3 – вытяжной вентилятор; 4 – противоточный пластинчатый утилизатор тепла; 5 – забор внутреннего воздуха; 6 – подача приточного воздуха; 7 – забор наружного воздуха; 8 – выброс удаляемого воздуха

3.19 (4.2*). В децентрализованных системах вентиляции наиболее полно реализуется большинство принципов создания высокоэффективной, экономичной, удобной в эксплуатации, энергосберегающей вентиляции, изложенные выше в пп. 3.1÷3.13.

Основными преимуществами децентрализованных систем вентиляции являются:

а) высокая потребительская готовность с управлением вентиляцией из обслуживаемого помещения по потребности;

б) высокая энергоэффективность, благодаря применению утилизаторов теплоты при небольшом потреблении электроэнергии за счёт использования вентиляторов на основе ЕС технологий;

в) отсутствие водяных калориферов и связанная с этим обстоятельством повышенная надёжность эксплуатации ДСВ;

г) возможность создания в помещении при применении одной и той же приточно-вытяжной ДСВ как подпора, так и разряжения;

д) повышенная пожаробезопасность, ввиду отсутствия воздуховодов, по которым при пожаре дым мог бы проникнуть на другие этажи здания;

е) применение для ДСВ установок и устройств полной заводской готовности в комплекте с приборами управления;

ж) достаточность применения в ДСВ воздуховодов из негорючих материалов с ненормируемым пределом огнестойкости, отсутствие необходимости применения огнезадерживающих и обратных клапанов и воздушных затворов.

К недостаткам ДСВ следует отнести:

а) размещение вентиляционных установок в обслуживаемом помещении;

б) необходимость использования для подшивных потолков съёмных панелей в местах установки вентоборудования;

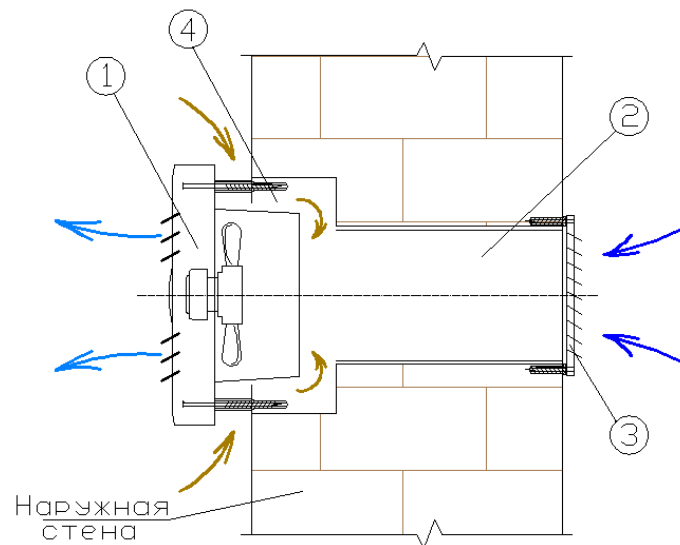
в) необходимость архитектурного решения размещения на фасаде здания воздухозаборных и воздуховытяжных устройств для ДСВ.

Описание вариантов децентрализованных безкалориферных систем вентиляции

3.20. Наибольшей простотой отличается децентрализованная система вентиляции приточного типа, сооружаемая с применением осевого приточного вентилятора для настенного монтажа (рис.3.4) без использования воздуховодов.

В данной схеме наружный воздух подаётся в помещение приточным вентилятором 1, способ установки которого обеспечивает подмешивание внутреннего воздуха в поток наружного. Вентилятор устанавливают на

а)



б)

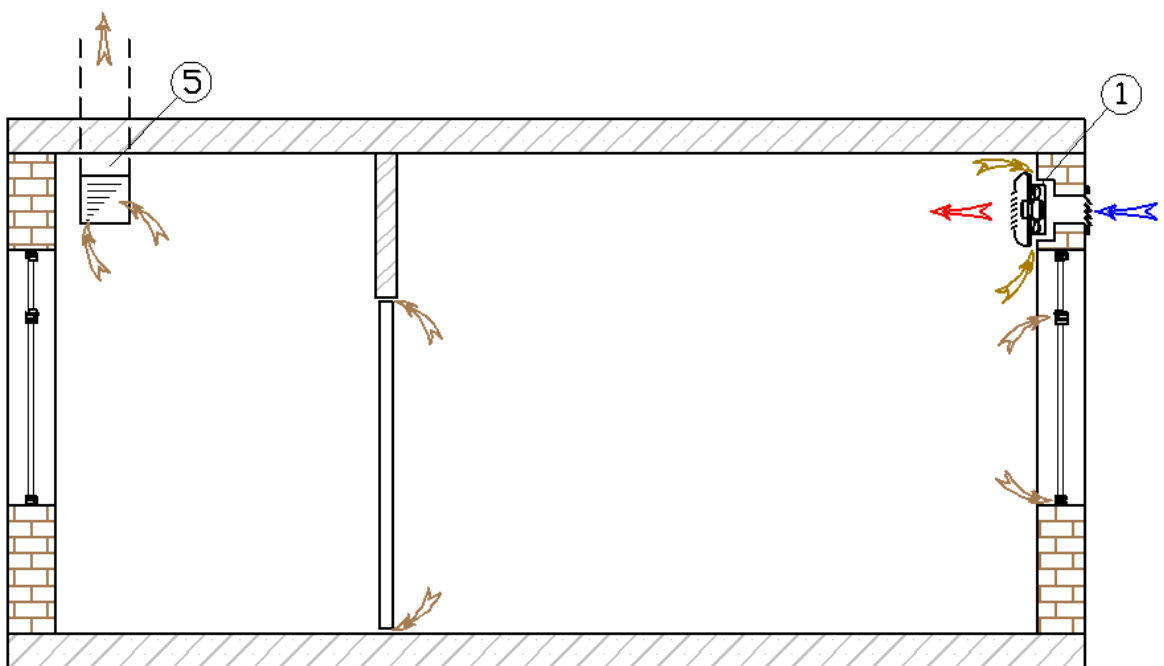


Рис. 3.4. Децентрализованная подача в помещение
наружного воздуха после смешения с внутренним

- а) Размещение приточной установки в наружной стене;
б) Схема вентиляции помещения

1 – приточный осевой вентилятор; 2 – канал наружного воздуха; 3 –
наружная воздухозаборная решётка; 4 – кольцевая щель для забора внутреннего
воздуха; 5 – вытяжная вентиляция

дистанционных втулках с откосом от стены. Образовавшийся зазор между корпусом вентилятора и стеной позволяет осуществить подсос внутреннего воздуха. Забор наружного воздуха происходит через сужающую диафрагму 2. Подбирая соотношение площадей зазоров для внутреннего и наружного воздуха, обеспечивают необходимую степень подмешивания внутреннего воздуха к наружному, обеспечивающую температуру приточного воздуха не менее минимально допустимой.

Численный пример проектного решения ДСВ по рис.3.4 приведён в подразделе "Примеры проектных решений".

3.21. Проектные решения приточно-вытяжных децентрализованных систем вентиляции отличаются большим разнообразием.

На рис.3.5 представлена схема скрытого расположения приточно-вытяжного агрегата фирмы Maico в сквозном канале наружной стены. Агрегат содержит приточный и вытяжной вентиляторы с электронно-коммутируемыми (ЕС) двигателями, пластинчатый теплообменник, воздушные фильтры на обоих потоках. Агрегатом управляют с помощью блока управления (контроллера). По выбору может быть установлено одно из четырёх значений расхода подаваемого воздуха от 17 м³/час до 60 м³/час. Данная ДСВ бесканального типа вполне достаточна, например, для вентиляции жилого помещения площадью 20 м².

Технические характеристики

Параметр	Модель "WRG 35"
Объёмный расход	17 м ³ /h/30 м ³ /h/45 м ³ /h/60 м ³ /h
Номинальный диаметр	350мм
Напряжение питания	230 V
Максимальное потребление мощности	2 W/4 W/6 W/8 W
Материал теплообменника	Алюминий
Коэффициент рекуперации тепла	> 70 %
Уровень звукового давления на расстоянии 3 м	18 dB(A)/22 dB(A)/29 dB(A)/30 dB(A)

Необходимые принадлежности: комплект для монтажа в стену без отделки WRG 35 SR и блок управления RLS 4-1 или RLS 5.

3.22. Более высокую воздухопроизводительность – 400 м³/час обеспечивает приточно-вытяжная установка подвешенного типа "Lossnay LGH-40ES-E" компании Mitsubishi (Япония). Она достаточна для обслуживания помещения, рассчитанного на пребывание 20 чел (рис.3.6).

Установка размещается горизонтально под потолком (высота прибора 255 мм) у наружной стены. Она имеет две ступени регулирования расхода приточного воздуха, оборудована двумя фильтрами (подача и вытяжка) класса EU-3 и проводным пультом управления.

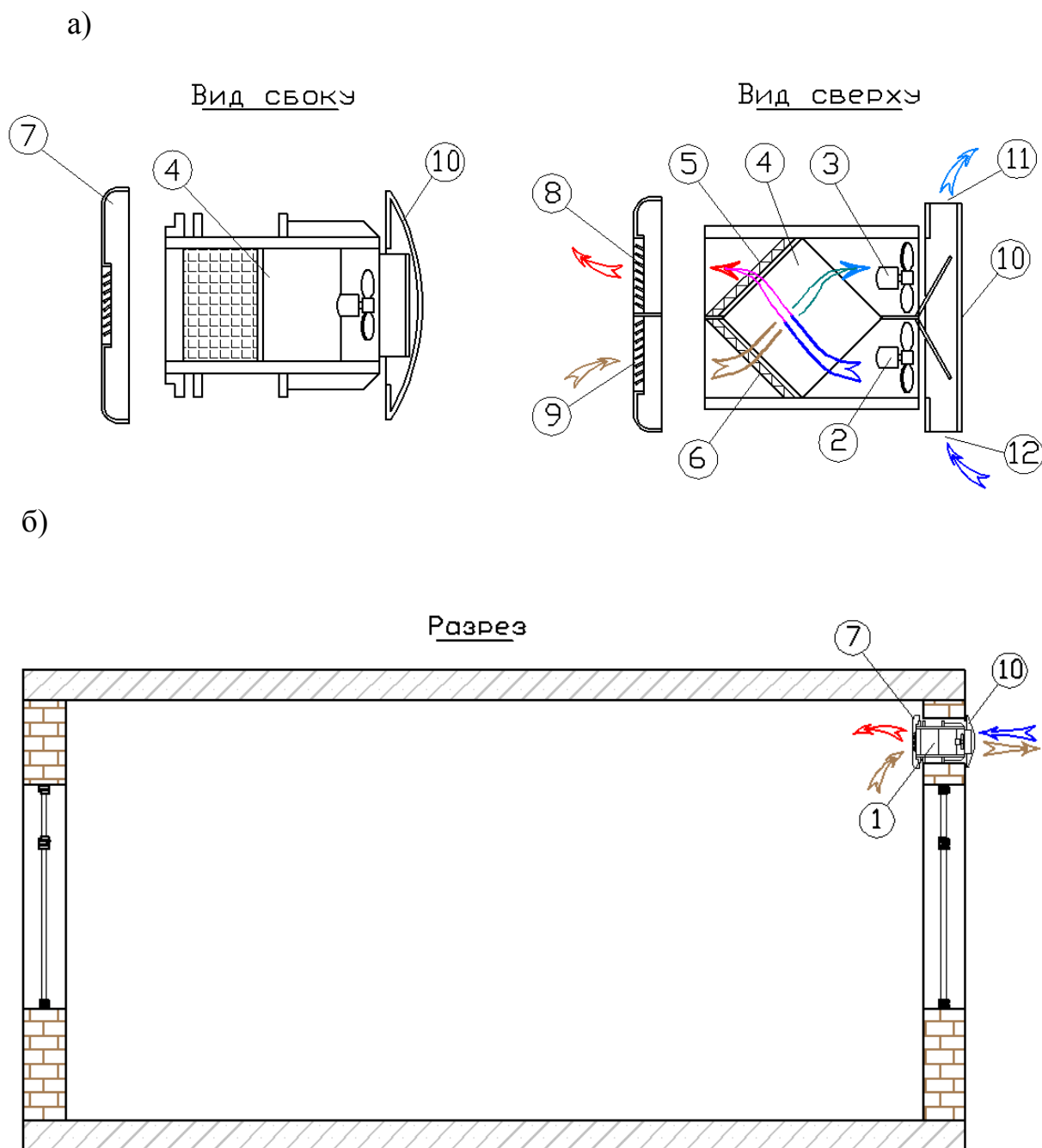


Рис. 3.5. Децентрализованная приточно-вытяжная вентиляция помещения с использованием внутристенного агрегата фирмы "Maico"

- а) Приточно-вытяжной агрегат WRG 35-1-SE с рекуператором тепла;
 б) Схема вентиляции помещения

1 – приточно-вытяжной агрегат WRG 35-1-SE; 2 – приточный вентилятор; 3 – вытяжной вентилятор; 4 – пластинчатый теплоутилизатор; 5,6 – фильтр; 7 – внутренняя панель; 8 – приточная решётка; 9 – вытяжная решётка; 10 - наружная панель; 11 – выброс удаляемого воздуха; 12 – забор наружного воздуха

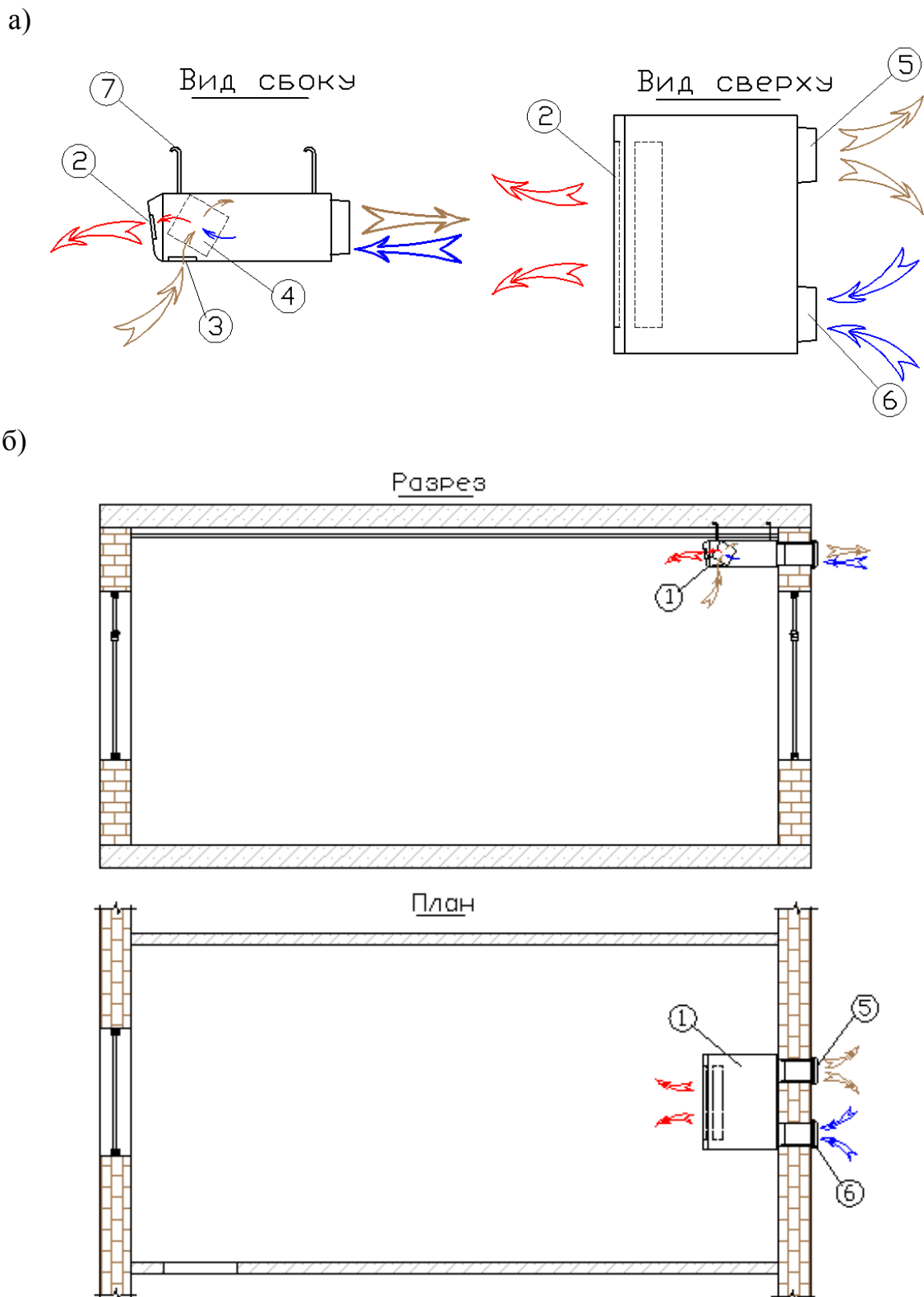


Рис. 3.6. Децентрализованная приточно-вытяжная вентиляция помещения с использованием установки Lossnay подвешного типа

а) Приточно-вытяжная установка «Lossnay LGH-40ES-E» фирмы Mitsubishi;

б) Схема вентиляции помещения

1 – приточно-вытяжная установка «Lossnay LGH-40ES-E»; 2 – подача приточного воздуха; 3 – забор внутреннего воздуха; 4 – пластинчатый теплоутилизатор; 5 – выброс удаляемого воздуха; 6 – забор наружного воздуха; 7 – кронштейн подвески

Недостатком установки является сравнительно невысокая тепловая эффективность встроенного пластинчатого теплоутилизатора.

Технические характеристики

Параметр	Модель LGH-40ES-E
Потребляемая мощность	0,146 кВт
Расход воздуха (мин-макс)	250-400 м ³ /ч
Эффективность утилизации тепла (мин-макс)	48,0-54,0%
Уровень шума (мин-макс)	34-43 дБ(А)
Вес	25,0 кг
Габариты (ШхДхВ)	900х693х255 мм
Напряжение питания (В, ф, Гц)	220-240В, 1ф, 50Гц
Диаметр воздуховодов	200 мм
Гарантированный диапазон наружных температур	-10 ... +40°С

Для сооружения данной децентрализованной системы необходимы лишь небольшие отрезки воздуховодов для транспортирования воздуха через наружную стену здания. Так как данные воздуховоды поставляются как принадлежность в комплекте с установкой, такую ДСВ следует классифицировать – как бесканальная.

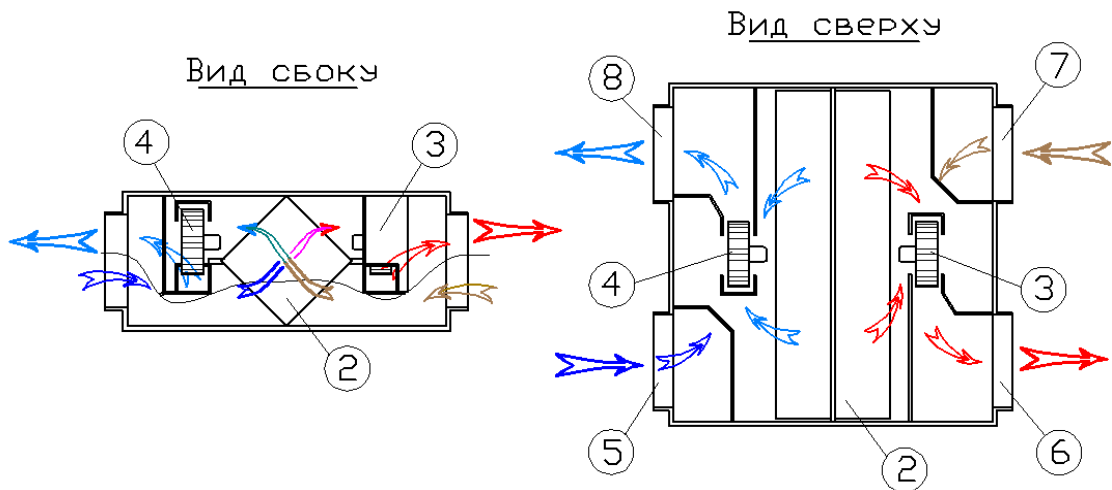
Установками Lossnay можно осуществлять вентиляцию лекционных аудиторий, залов, холлов гостиниц и других помещений, равномерно размещая на потолке у наружных стен соответствующее количество аппаратов. Например, для приточно-вытяжной вентиляции зала на 50 мест с необходимой величиной воздухообмена: $20 \times 50 = 1000$ м³/час потребуется установить $1000:400 = 2,5$, то есть 3 установки Lossnay, три самостоятельные бесканальные децентрализованные системы вентиляции.

3.23. Более крупные децентрализованные системы вентиляции, размещаемые за подшивным потолком помещения, могут быть запроектированы с использованием приточно-вытяжных установок модельного ряда LGH-RX5-E компании Mitsubishi (Япония). Установки обвязываются воздуховодами с воздухозаборными и воздухоподающими устройствами, размещаемыми в наружной стене и в панелях подшивного потолка (рис.3.7)

Эффективность рекуперации в установках повышена до 77÷88%, а гарантированный диапазон температур наружного воздуха равен: -15÷+40 °С. Предусмотрен проводной пульт для автономного управления режимом вентиляции из помещения. Пульт позволяет выбрать одну из четырёх ступеней по расходам воздуха.

Допускается дисбаланс приточного и вытяжного воздуха.

а)



б)

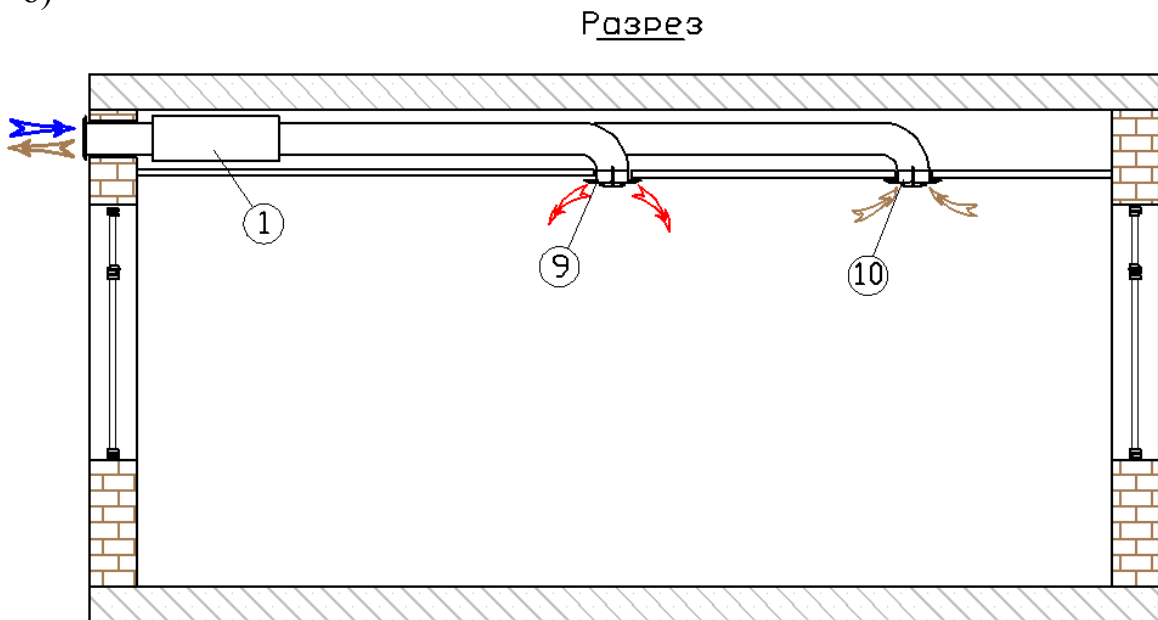


Рис. 3.7. Децентрализованная приточно-вытяжная система канального типа, размещаемая за подшивным потолком

- а) Приточно-вытяжная установка LGH-65RX4-E фирмы Mitsubishi;
б) Схема вентиляции помещения

1 – приточно-вытяжная установка LGH-65RX4-E; 2 – пластинчатый теплоутилизатор; 3 – приточный вентилятор; 4 – вытяжной вентилятор; 5 – забор наружного воздуха; 6 – подача приточного воздуха; 7 – забор удаляемого воздуха; 8 – выброс удаляемого воздуха; 9 – приточный диффузор ДПУ-М; 10 – вытяжной диффузор

Технические характеристики установок

Показатель	Модель								
	LGH-15RX5-E	LGH-25RX5-E	LGH-35RX5-E	LGH-50RX5-E	LGH-65RX5-E	LGH-80RX5-E	LGH-100RX5-E	LGH-150RX5-E	LGH-200RX5-E
Расход воздуха, м ³ /час:									
min	110	105	115	180	265	355	415	1300	1580
max	150	250	350	500	650	800	1000	1500	2000
Создаваемый перепад давлений для вентсети, Па	100	80	155	150	120	147	160	160	160
Звуковое давление, дБА									
min	18	18	18	19	22	22	21	33,5	32,5
max	28	27	32	34	34,5	34,5	37	39	40
Вес, кг	20	20	29	33	40	53	59	105	118
Размеры (ШхДхВ), мм	735 x780 x273	735 x780 x273	874 x888 x315	1016 x888 x315	954 x908 x386	1004 x1144 x399	1231 x1144 x399	1004 x1144 x798	1231 x1144 x798
Эффективность теплообмена (по температуре), %:									
min	82	79	80	78	77	79	80	80	80
max	85,5	83,5	88	86	86	87,5	87	81	83
Диаметр воздуховодов, мм	100	150	150	200	200	250	250	2x250 на каждый канал	2x250 на каждый канал
Потребляемая мощность, Вт	110	129	212	286	380	415	535	830	1100

3.24. Приточно-вытяжные установки с утилизатором тепла вытяжного воздуха корпорации Daikin (Япония) на расход воздуха 150-2000 м³/час имеют эффективность рекуперации тепла до 75%. В присоединяемых к установке участках вентиляционной сети (по каждому потоку) допускается потеря давления от 64 до 157 Па. Модели крупной производительности (1500 м³/час и 2000 м³/час) позволяют присоединять к установке воздуховоды диаметром до 350 мм (рис. 3.8).

Установки Daikin комплектуются пультом дистанционного управления. С помощью пульта можно перейти на режим пониженного воздухообмена. Возможно также задавать режимы: одинакового расхода притока и вытяжки, меньше приточного, чем вытяжного, и приточного больше, чем вытяжного воздуха.

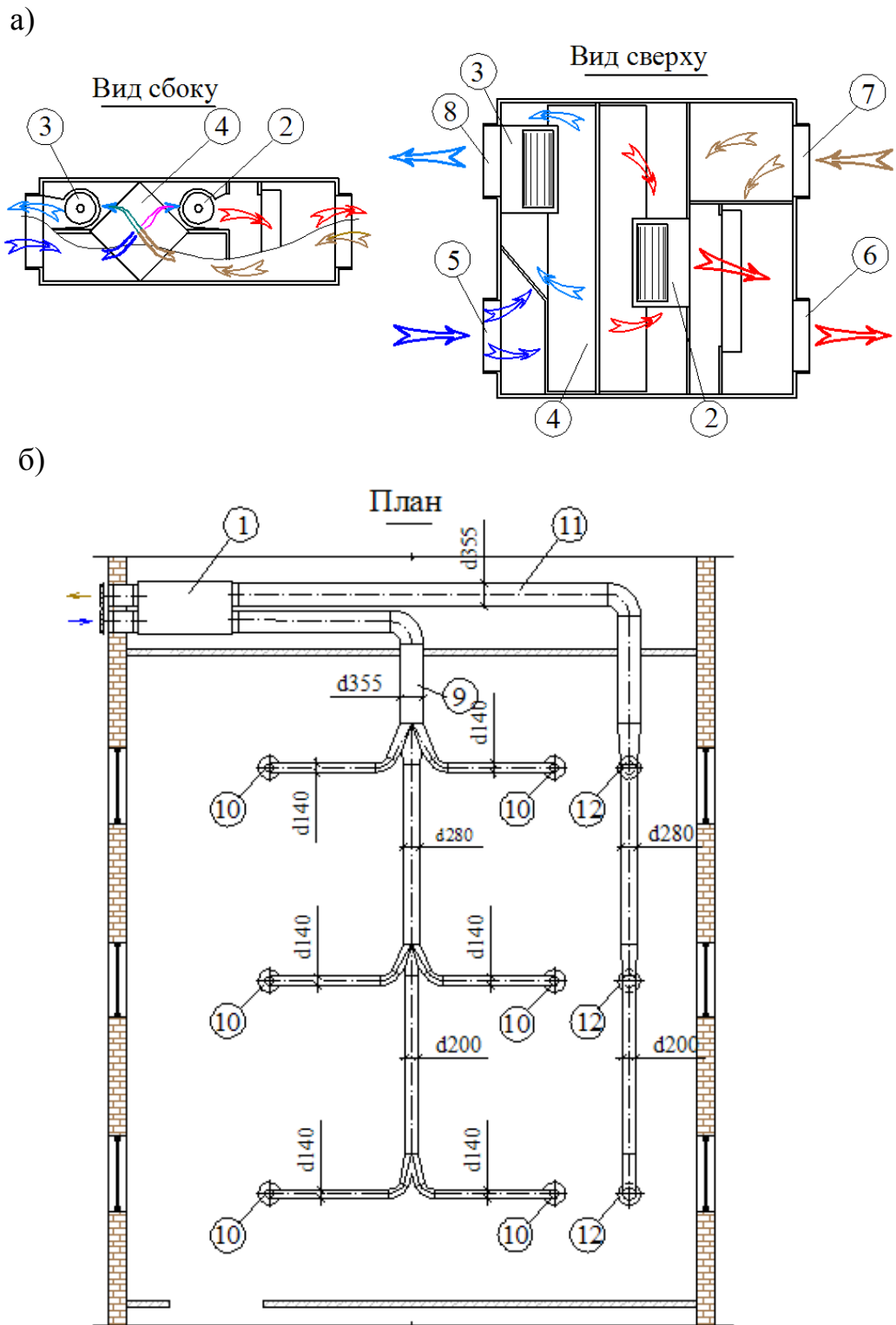


Рис. 3.8. Система вентиляции зала канального типа с размещением приточно-вытяжной установки в смежном помещении

а) Приточно-вытяжная установка VAM 1500FA фирмы DAIKIN;

б) План децентрализованной системы вентиляции

1 – приточно-вытяжная установка «VAM 1500 FA» фирмы "DAIKIN"; 2 – приточный вентилятор; 3 – вытяжной вентилятор; 4 – пластинчатый теплоутилизатор; 5 – забор наружного воздуха; 6 – подача приточного воздуха; 7 – забор удаляемого воздуха; 8 – выброс удаляемого воздуха; 9 – воздуховод приточной системы; 10 – приточный диффузор ДПУ-М; 11 – воздуховод вытяжной системы; 12 – вытяжной диффузор

Технические характеристики

Показатель	Модель								
	VAM 150FA	VAM 250FA	VAM 350FA	VAM 500FA	VAM 650FA	VAM 800FA	VAM 1000FA	VAM 1500FA	VAM 2000FA
Расход воздуха, м ³ /час	150	250	350	500	650	800	1000	1500	2000
Создаваемый для вентсети перепад давлений, Па	69	64	98	98	93	137	157	137	137
Уровень звукового давления, дБА	27	28	32	33	34,5	36	36	39,5	40
Вес, кг	24	24	33	33	48	48	61	132	158
Размеры (ВхШхГ), мм	269	269	285	285	348	348	348	710	710
	x760	x760	x812	x812	x988	x988	x988	x1498	x1498
	x509	x509	x800	x800	x852	x852	x1140	x852	x852
Эффективность теплообмена, %, по температуре	74	72	75	74	74	74	75	75	75
Диаметр воздуховодов, мм	100	150	150	200	200	250	250	350	350

Раздачу приточного воздуха в помещение следует обязательно осуществлять потолочными диффузорами с перенастраиваемым положением обтекателя (веерной вставки), подбираемым из условия соблюдения требований п.2.10 КМК 2.04.05-97*(см. также в данном разделе Пособия Пример 6).

Рекомендуемые технические решения безкалориферных систем

3.25 (4.3*). Зоны применения децентрализованных систем вентиляции следует определять в процессе разработки общей для здания схемы организации воздухообмена.

На каждом этаже в пределах противопожарного отсека рассматривают помещения и анализируют требуемую для них величину воздухообмена и требуемое направление перетекания воздуха в соседнее помещение (то есть необходимость создания в помещении подпора или разряжения).

Затем определяют помещения, в которых целесообразно запроектировать децентрализованную вентиляцию. Так как ДСВ – это системы, создающие механический приток, то в первую очередь их следует устанавливать в помещениях, где механический приток необходим:

- в помещениях с кратностью воздухообмена более 3 ч^{-1} ;
- в зонах без естественного проветривания или с отсутствием правильно организованного естественного проветривания по требованиям п.4.3* КМК 2.04.05-97*;

- в условиях, регламентированных п.4.3* КМК 2.04.05-97*;
- в помещениях, где необходим подпор воздуха;
- и для других помещений по решению проектировщика.

Если в выделенных помещениях необходима также механическая вытяжка, то принимают к проектированию ДСВ приточно-вытяжного типа. Если допустима естественная вытяжная вентиляция, то можно ограничиться размещением в помещении более простой ДСВ приточного типа.

3.26. Для каждого помещения, обслуживаемого ДСВ, следует подобрать марку и типоразмер размещаемых децентрализованных установок и определить их необходимое количество.

Рекомендуемые к применению децентрализованные системы вентиляции описаны выше (см. пп. 3.16, 3.17, 3.20÷3.24). В каталогах ведущих мировых компаний можно найти сведения и о других выпускаемых моделях.

При большой величине требуемого воздухообмена, в одном помещении рекомендуется размещать:

- не более двух приточно-вытяжных ДСВ канального типа;
- не более 6-8 бесканальных приточных или приточно-вытяжных установок (из эстетических соображений).

Принимаемые типоразмеры децентрализованных установок должны выбираться с учётом возможного уменьшения их полезной производительности:

- в связи с принятым дисбалансом расходов приточного и вытяжного воздуха (допустим дисбаланс до 20%);
- если к расчётному расходу наружного воздуха будет подмешиваться внутренний воздух.

3.27 (1.7*). При размещении и применении децентрализованных установок и агрегатов, следует соблюдать указания и рекомендации предприятий-изготовителей по применению, монтажу и эксплуатации установок и систем децентрализованной вентиляции.

Бесканальные приточные и приточно-вытяжные децентрализованные установки с горизонтальной подачей приточного воздуха следует размещать в верхней части наружных стен или светопроёмов, как можно выше по конструктивным возможностям. При подаче приточной струи вверх – низ установки рекомендуется размещать на отметке +1,5 м от пола (для удобства управления). Все воздухозаборные и воздухоподающие отверстия должны быть оборудованы защитными вентиляционными решётками. От приточно-вытяжных аппаратов должен быть выполнен отвод конденсата наружу (предусмотрен в конструкции выпускаемых установок).

Оборудование канальных приточно-вытяжных систем ДСВ размещают под подшивным потолком или в соседнем помещении. Приточно-вытяжную установку располагают возможно ближе к наружной стене, чтобы максимально сократить длину воздуховода наружного воздуха и облегчить удаление конденсата наружу.

Воздуховоды выполняют из несгораемых материалов. Воздуховод наружного воздуха обязательно теплоизолируют для невыпадения на его поверхности конденсата. Приточный воздуховод недогретого воздуха не теплоизолируют, так как его температура превышает температуру точки росы.

Приточные потолочные диффузоры размещают в середине подшивного потолка для возможности равномерного развития воздушных струй во всех направлениях (см. рис. 3.7). От приточно-вытяжных установок, размещённых в соседнем помещении, воздуховоды подводят к приточным решёткам, устанавливаемым в верхней части внутренней стены обслуживаемого помещения. В качестве приточных принимают вытянутые в горизонтальном направлении решётки, создающие плоские приточные струи, настилающиеся на потолок (см. рис. 3.9).

3.28 (2.10, 4.75*). В канальных системах децентрализованной вентиляции воздухораспределители приточного воздуха и вытяжные устройства должны обеспечивать возможность регулирования расходов воздуха, что необходимо для настройки требуемого соотношения приточного и вытяжного воздуха и наладки расчётных режимов воздухообмена в здании.

Потолочные плафоны следует применять с перемещаемым обтекателем или подвижной веерной вставкой, смещение которых изменяет сечение прохода воздуха. Вентиляционные решётки должны иметь регулятор расхода проходящего воздуха. Регулятор направления потока – излишен.

Так как приточный воздух значительно недогрет до температуры помещения, следует тщательно выполнять расчёты приточных струй, с тем, чтобы обеспечить требуемые микроклиматические условия на участке входа приточной струи в обслуживаемую зону помещения (см. подраздел "Примеры проектных решений").

Скорость выхода воздуха из приточных воздухораспределителей и входа в вытяжные устройства рекомендуется принимать не более 3÷4 м/с (в габаритном сечении струи). Вентиляционные решётки рекомендуется устанавливать на стене на расстоянии 300 мм от потолка до оси решётки.

3.29 (4.2e*, 4.20*). При установке приточных ДСВ следует предусмотреть пути выхода из помещения поступившего приточного воздуха. Это могут быть открываемые фрамуги окон, поддверные щели или специально предусматриваемые (по схеме организации воздухообмена здания) переточные вентиляционные решётки, размещаемые в нижней части

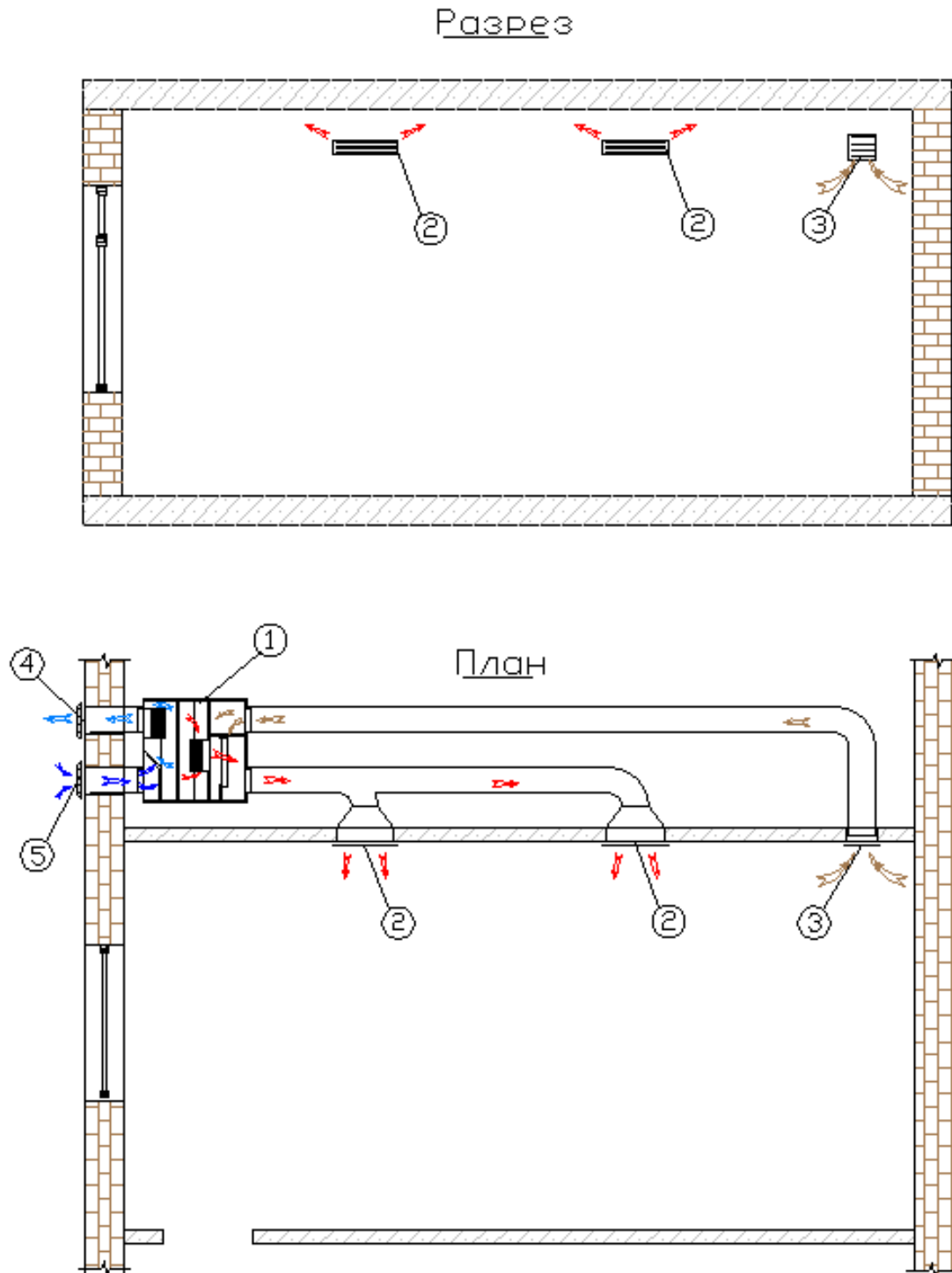


Рис. 3.9. Децентрализованная система вентиляции с размещением приточно-вытяжной установки в смежном помещении

1 – приточно-вытяжная установка «HVR 40ES-E» фирмы Daikin; 2 – приточная решётка типа АЛР; 3 – вытяжная решётка типа АЛР; 4 – выброс удаляемого воздуха; 5 – забор наружного воздуха

дверных полотен или внутренних ограждений помещения. Переточные решётки следует подбирать по скорости воздуха, значения которой приведены в п. 3.7. Высота щели между полом и полотном двери должна быть не более 5 см.

3.30. Из зон здания и помещений с повышенным выделением вредностей и мест, куда воздух поступает из основных помещений, организуют удаление воздуха по каналам вытяжной вентиляции.

Каналы трёх-шести функционально однородных помещений (например, или санузлов, или щитовых, или холлов) объединяют в группу и устанавливают для группы один крышной вентилятор, рассчитанный на суммарный расход каналов в группе.

Последовательность проектирования и методы расчёта децентрализованных систем

3.31. Децентрализованные системы вентиляции следует проектировать после разработки схем организации воздухообмена в здании, определения требуемых расчётных расходов приточного и вытяжного воздуха во всех помещениях и отбора помещений, в которых решено применить ДСВ.

Проектирование ДСВ включает следующие этапы работ для каждого помещения:

- выбор типа систем ДСВ, воздухообрабатывающего оборудования и основных решений;
- определение типоразмеров установок, конструктивная компоновка систем и всех её элементов, трассировка воздуховодов;
- подбор воздухораспределителей и расчёт приточных струй;
- определение дополнительной нагрузки на отопление, то есть величины теплового потока, необходимого для догрева приточного воздуха до температуры помещения;
- расчёт и подбор воздуховодов, воздухозаборных, переточных и других устройств;
- разработка чертежей систем, спецификаций оборудования и материалов.

3.32. Данные по выбору типа децентрализованной системы и основных решений приведены в предыдущих подразделах. Для проектирования ДСВ предварительно необходимо собрать следующую исходную информацию:

- согласованные с архитекторами места размещения установок, воздухозаборных и воздухоудаляющих устройств;

- расчётный расход подаваемого в помещение наружного воздуха – $L_{ext.n}$, м³/час;
- расчётная температура наружного воздуха – t_{ext} , °С;
- расчётная температура внутреннего воздуха – t_p , °С;
- минимально необходимая температура приточного воздуха – t_{in} , °С (определяемая возможностью раздачи воздуха в помещении);
- продолжительность использования помещения в течение суток - τ_p , час.

3.33. Для децентрализованных приточных установок выбирают малощумные осевые приточные вентиляторы. Осуществляют выбор марки вентилятора и для принятого к установке типоразмера находят максимальный паспортный расход подаваемого воздуха $L_{вент}^{max}$, м³/час.

Необходимое для установки в помещении количество вентиляторов n рассчитывают по формуле:

$$n = \frac{4,5 \cdot L_{ext.n}}{L_{вент}^{max}} \quad (3.1)$$

с округлением преимущественно в большую сторону.

Конструктивные параметры установки с настенным осевым приточным вентилятором (см. рис 3.10) рассчитывают по следующей методике:

1) Выявляют необходимые для расчёта исходные данные, перечисленные в п. 3.32.

2) Для выбранного вентилятора находят максимально допустимый диаметр d_p^{max} , м, рециркуляционного канала из условия, чтобы корпус вентилятора перекрывал канал на 10÷15 мм.

3) Находят расход наружного воздуха, подаваемого одним вентилятором:

$$L_{ext} = \frac{L_{ext.n}}{n} \quad (3.2)$$

4) Рассчитывают расход приточного воздуха, подаваемого одной установкой:

$$L_{in} = L_{ext} \frac{t_p - t_{ext}}{t_p - t_{in}} \quad (3.3)$$

5) По характеристике вентилятора $\Delta P(\text{Па}) = f(L(\text{м}^3/\text{час}))$ определяют напор вентилятора ΔP , Па, при расходе приточного воздуха L_{in} , м³/час.

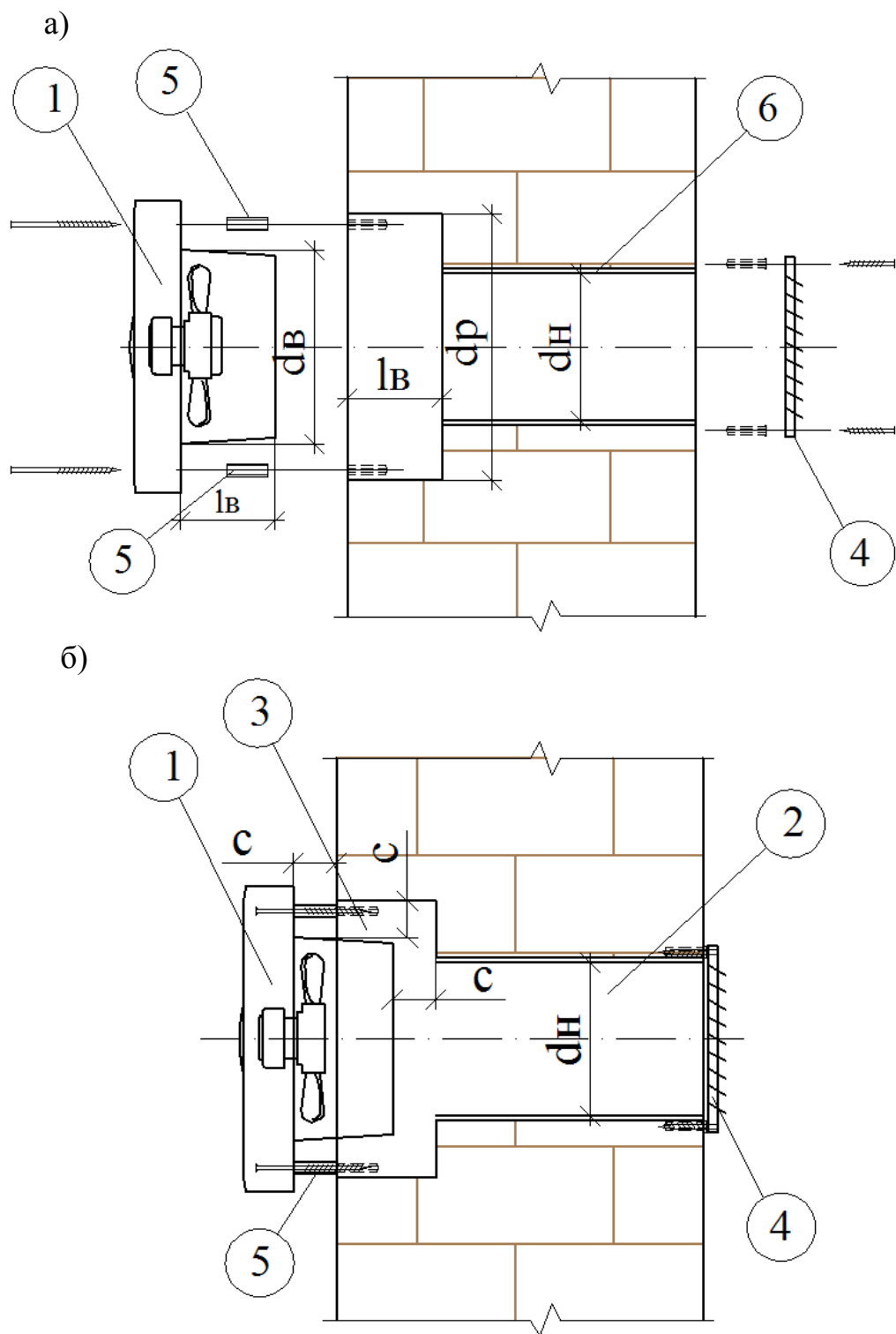


Рис. 3.10. Децентрализованная установка с настенным вентилятором для подачи наружного воздуха после смешения с внутренним

а) сборка приточной установки;
 б) установка в собранном виде

1 – приточный осевой вентилятор; 2 – канал наружного воздуха; 3 – кольцевой рециркуляционный канал для забора внутреннего воздуха; 4 – наружная воздухозаборная решётка; 5 – дистанционная втулка; 6 – патрубок из оцинкованной стали

6) Рассчитывают сумму коэффициентов местных сопротивлений канала наружного воздуха $\Sigma\xi_n$ и кольцевого канала рециркуляционного воздуха $\Sigma\xi_p$.

7) Определяют скорость в канале наружного воздуха:

$$v_n = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{1,2 \cdot \Sigma\xi_n}} \quad (3.4)$$

8) Вычисляют площадь живого сечения F_n , m^2 , канала наружного воздуха и его диаметр d_n , м:

$$F_n = \frac{L_{ext}}{3600 \cdot v_n}, \quad (3.5)$$

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot F_n}{\pi}} \quad (3.6)$$

9) рассчитывают расход рециркуляционного воздуха L_p , $m^3/час$, поступающего через кольцевой рециркуляционный канал:

$$L_p = L_{in} - L_{ext}. \quad (3.7)$$

10) Определяют скорость воздуха v_p , м/с, в рециркуляционном канале:

$$v_p = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{1,2 \cdot \Sigma\xi_p}}. \quad (3.8)$$

11) Находят площадь живого сечения кольцевого рециркуляционного канала F_p , m^2 , его наружный диаметр d_p , м, и ширину c , м, по формулам:

$$F_p = \frac{L_p}{3600 \cdot v_p}; \quad (3.9)$$

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot F_p}{\pi} + d_b^2}; \quad (3.10)$$

$$c = \frac{d_p - d_b}{2}. \quad (3.11)$$

12) Определяют скорость воздуха v_o , м/с, на выходе из вентустановки:

$$v_o = \frac{L_{in}}{3600 \cdot F_o}, \quad (3.12)$$

где F_0 - площадь сечения воздухоподающего отверстия вентилятора, m^2 .

Результаты проведённого конструктивного расчёта приточной вентустановки анализируют на предмет приемлемости полученных значений:

- по размеру рециркуляционного канала d_p ;
- по расходу наружного воздуха L_{ext} ;
- по скорости выхода приточного воздуха v_0 ;

Если какое-нибудь из значений d_p , L_{ext} или v_0 необходимо уменьшить (например, при $d_p > d_p^{max}$), то повторяют расчёт по пп. 2÷12 увеличивая количество устанавливаемых вентиляторов.

При предпочтительности получить более высокие значения L_{ext} или v_0 , перерасчёт установки по пп. 4÷12 производят, увеличив значение температуры приточного воздуха t_{in} .

Пример подбора приточного вентилятора и расчёта конструктивных параметров его установки в стеновом канале приведён в подразделе "Примеры проектных решений".

3.34. Количество приточно-вытяжных установок n для децентрализованной вентиляции помещения определяют на стадии выбора основных решений и типа применяемых установок. Расход наружного воздуха одной установкой вычисляют по формуле:

$$L_{o,ext} = \frac{L_{ext}}{n} . \quad (3.13)$$

По графическим характеристикам создаваемого установкой перепада давления в вентсети находят её требуемый типоразмер, величину создаваемого располагаемого давления ΔP_0 , Pa , и эффективность утилизации теплоты E_0 .

Рассчитывают температуру приточного воздуха на выходе из установки по формуле:

$$t_{in} = t_{ext} + E_0 (t_p - t_{ext}) . \quad (3.14)$$

Осуществляют выбор и расстановку воздухораспределителей и воздухозаборных устройств, принимают трассы прокладки воздуховодов.

3.35. По известному расходу и температуре приточного воздуха, подаваемого одним воздухораспределителем, проводят расчёты приточной струи и определяют требуемый типоразмер воздухораспределителя.

Для потолочных диффузоров с подвижным обтекателем выполняют расчёт настилающейся на потолок веерной струи, а при применении настенных приточных решёток с регулятором расхода воздуха – расчёт плоской струи, настилающейся на потолок.

Цель расчёта – обеспечить параметры струи в месте её входа в обслуживаемую зону, отвечающие требованиям п. 2.10 КМК 2.04.05-97*, то есть, чтобы скорость воздуха в струе была менее $1,6 \times 0,3 = 0,48$ м/с, а температура отличалась от нормируемой внутренней температуры не более чем на $2,0$ °С. Высоту обслуживаемой зоны принимают равной $1,8$ м.

Примеры расчёта струй приведены в подразделе "Примеры проектных решений".

3.36. При расчёте приточных и вытяжных вентиляционных сетей децентрализованной системы вентиляции рекомендуется оставлять запас располагаемого давления в размере 15%.

Гидравлический расчёт воздухопроводов канальных ДСВ должен производиться так, чтобы невязка потерь давления по отдельным веткам воздухопроводов не превышала 10%.

3.37. Так как рассматриваемые ДСВ не имеют калориферов и подают в помещение недогретый воздух с температурой порядка $+9 \div +11$ °С, необходимо восполнять недогрев повышением теплопроизводительности системы отопления.

Требуемую величину дополнительного теплового потока отопительных приборов для догрева вентиляционного воздуха – ΔQ_o , Вт, ввиду большой тепловой инерции помещения, определяют, исходя из суточного баланса теплоты по формуле:

$$\Delta Q_o = \frac{\tau_p}{24} \left[\frac{c \cdot L_{in} (t_p - t_{in})}{3600} \right], \quad (3.15)$$

где: c – объёмная теплоёмкость воздуха, принимаемая равной 1210 Дж/(м³·°С).

Значения необходимой дополнительной теплопроизводительности отопительных приборов следует обязательно учитывать при расчёте отопительных приборов помещений.

Примеры проектных решений безкалориферной вентиляции

Пример 4. Расчет приточной вентиляции клубно-кружкового помещения колледжа в г.Ташкенте.

Задача расчёта

Требуется определить конструктивные параметры децентрализованной приточной установки с осевым настенным вентилятором (по рис.3.10), определить их необходимое количество и величину создаваемой

дополнительной тепловой нагрузки на систему отопления клубно-кружкового помещения колледжа.

Исходные данные

Клубно-кружковое помещение имеет следующие размеры: габариты в плане 8,9x5,8 м и высота 3,5 м.

Расчётная внутренняя температура – $t_p = 20$ °С.

Расчётная температура наружного воздуха в холодный период года, по параметрам Б, $t_{ext} = -14$ °С.

Требуемый расход наружного воздуха – $L_{ext.п} = 270$ м³/час.

Минимально допустимая температура приточного воздуха – $t_{in} = 11$ °С.

Продолжительность использования помещения в течение суток – $\tau_p = 6$ час.

Порядок расчёта

Выбирают к установке осевой приточный вентилятор для настенного монтажа ENR 20 фирмы Maico с максимальным расходом $L_{вент}^{max} = 460$ м³/час. Габаритные размеры и характеристика вентилятора $\Delta P(\text{Па}) = f(L(\text{м}^3/\text{час}))$ представлены на рис. 3.11.

Определяют количество бесканальных приточных установок по формуле (3.1):

$$n = \frac{4,5 \cdot L_{ext.п}}{L_{вент}^{max}} = \frac{4,5 \cdot 270}{460} = 2,7 \text{ шт.}$$

Принимают три приточные установки.

По габаритным размерам ERN 20 принимают:

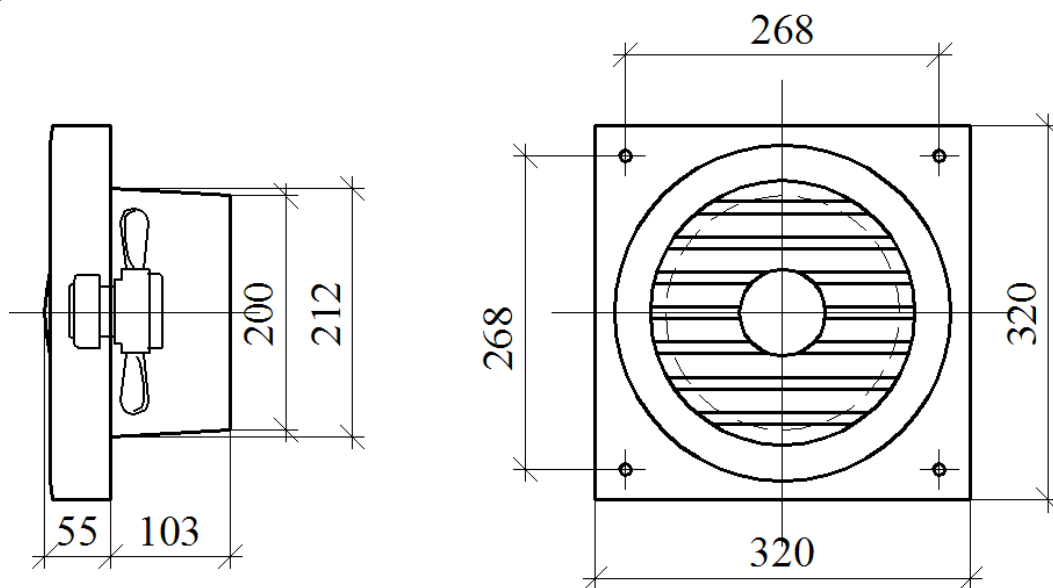
- максимально возможный диаметр кольцевого рециркуляционного канала $d_p^{max} = 320 - 2 \cdot 15 = 290 \text{ мм} = 0,29 \text{ м}$;
- диаметр всасывающего патрубка $d_b = 212 \text{ мм} = 0,212 \text{ м}$;
- длина всасывающего патрубка $l_b = 103 \text{ мм} = 0,103 \text{ м}$;
- площадь выходного отверстия вентилятора –

$$F_o = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} = 0,0314 \text{ м}^2.$$

Находят расход наружного воздуха, подаваемого одним вентилятором по формуле (3.2):

$$L_{ext} = \frac{L_{ext.п}}{n} = \frac{270}{3} = 90 \text{ м}^3/\text{час.}$$

а)



б) ΔP (Па)

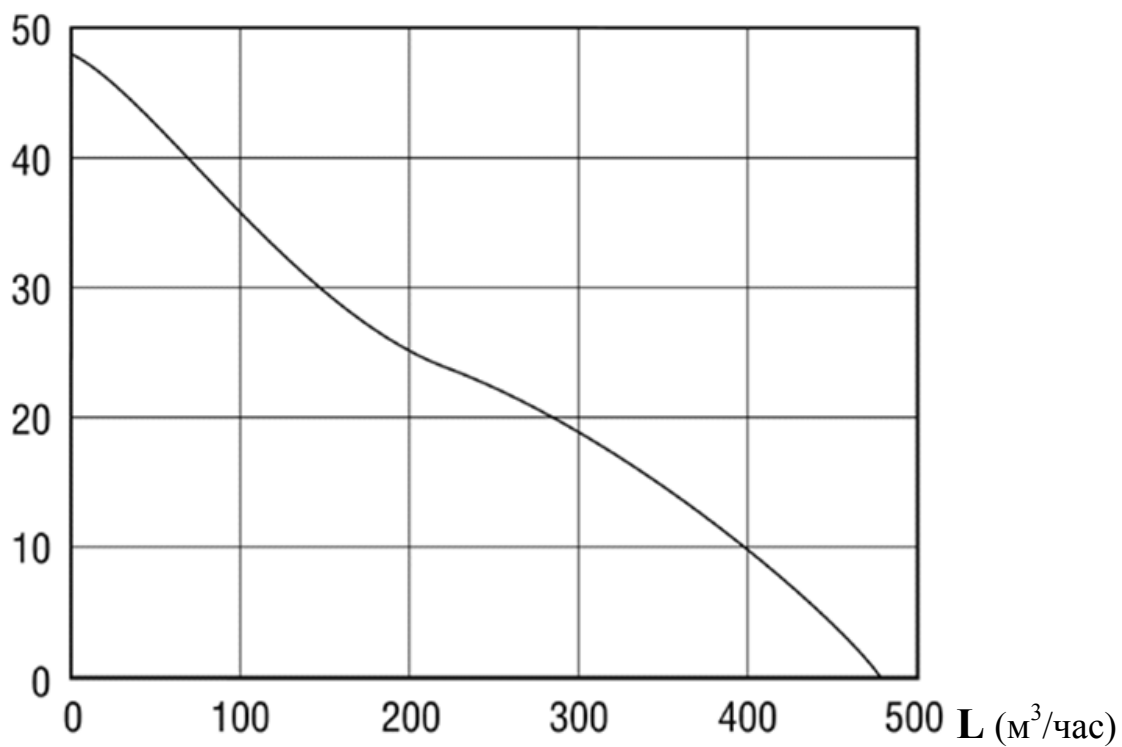


Рис. 3.11. Габаритные размеры и характеристика вентилятора ENR 20 фирмы Maico

а) габаритные размеры;

б) характеристика вентилятора $\Delta P(\text{Па})=f(L(\text{м}^3/\text{час}))$

Рассчитывают расход приточного воздуха, подаваемого одним вентилятором по формуле (3.3), принимая с последующим уточнением температуру приточного воздуха $t_{in} = 11 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$L_{in} = L_{ext} \frac{t_p - t_{ext}}{t_p - t_{in}} = 90 \frac{20 - (-14)}{20 - 11} = 340 \text{ м}^3/\text{час}.$$

По характеристике вентилятора $\Delta P(\text{Па}) = f(L(\text{м}^3/\text{час}))$ (рис.3.11.б) определяют, что при расходе приточного воздуха равном $L_{in} = 340 \text{ м}^3/\text{час}$, вентилятор развивает напор $\Delta P = 16 \text{ Па}$;

Находят сумму коэффициентов местных сопротивлений канала наружного воздуха :

- коэффициент местного сопротивления входа через жалюзийную решётку в прямой канал $\xi_{ж} = 7,8$;
- коэффициент местного сопротивления участка смешения я наружного и внутреннего воздуха $\xi_{гр} = 2,0$;

$$\Sigma \xi_n = \xi_{ж} + \xi_{гр} = 7,8 + 2,0 = 9,8 ,$$

и кольцевого канала рециркуляционного воздуха:

- коэффициент местного сопротивления входа в кольцевой канал $\xi_{вх} = 1,0$;
- коэффициент местного сопротивления кольцевого канала $\xi_{рк} = 2,6$;
- коэффициент местного сопротивления участка смешения наружного и внутреннего воздуха $\xi_{гр} = 1,6$;

$$\Sigma \xi_p = \xi_{вх} + \xi_{рк} + \xi_{гр} = 1,0 + 2,6 + 1,6 = 5,2.$$

Определяют скорость воздуха v_n , м/с, в канале наружного воздуха по формуле (3.4):

$$v_n = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{1,2 \cdot \Sigma \xi_n}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 16}{1,2 \cdot 9,8}} = 1,65 \text{ м/с} ,$$

Вычисляют площадь живого сечения F_n , м^2 , канала наружного воздуха по формуле (3.5) и его диаметр d_n , м, по формуле (3.6):

$$F_n = \frac{L_{ext}}{3600 \cdot v_n} = \frac{90}{3600 \cdot 1,65} = 0,0152 \text{ м}^2,$$

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot F_n}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0152}{3,14}} = 0,139 \text{ м} = 139 \text{ мм}.$$

Рассчитывают расход рециркуляционного воздуха L_p , м³/час, поступающего через кольцевой рециркуляционный канал по формуле (3.7):

$$L_p = L_{in} - L_{ext} = 340 - 90 = 250 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Определяют скорость воздуха v_p , м/с, в рециркуляционном канале:

$$v_p = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{1,2 \cdot \Sigma \xi_p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 16}{1,2 \cdot 5,2}} = 2,265 \text{ м/с}.$$

Находят площадь живого сечения кольцевого рециркуляционного канала F_p , м², по формуле (3.9), его наружный диаметр d_p , м, по формуле (3.10) и ширину c , м, по формуле (3.11):

$$F_p = \frac{L_p}{3600 \cdot v_p} = \frac{250}{3600 \cdot 2,265} = 0,0307;$$

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot F_p}{\pi} + d_b^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0307}{3,14} + 0,212^2} = 0,29 \text{ м};$$

$$c = \frac{d_p - d_b}{2} = \frac{0,29 - 0,212}{2} = 0,039 \text{ м}.$$

Определяют скорость воздуха v_o , м/с, на выходе из вентустановки по формуле (3.12):

$$v_o = \frac{L_{in}}{3600 \cdot F_o} = \frac{340}{3600 \cdot 0,0314} = 3,01 \text{ м/с},$$

Результаты проведённого расчёта показывают, что конструкция приточной установки удовлетворяет предъявляемому требованию:

$$d_p = 0,29 \text{ м} \leq d_p^{\max};$$

Приемлемо также значение $L_{ext} = 90 \text{ м}^3/\text{час}$.

Разметка отверстий в стене и сборочный чертёж приточной установки показан на рис.3.12.

Осталось провести оценку приемлемости скорости выхода приточного воздуха v_o и принятого значения температуры приточного воздуха $t_{in} = 11 \text{ }^\circ\text{C}$. Для этого выполняют расчёт струи, создаваемой приточной установкой с настенным вентилятором. Схема струи представлена на рис.3.13.

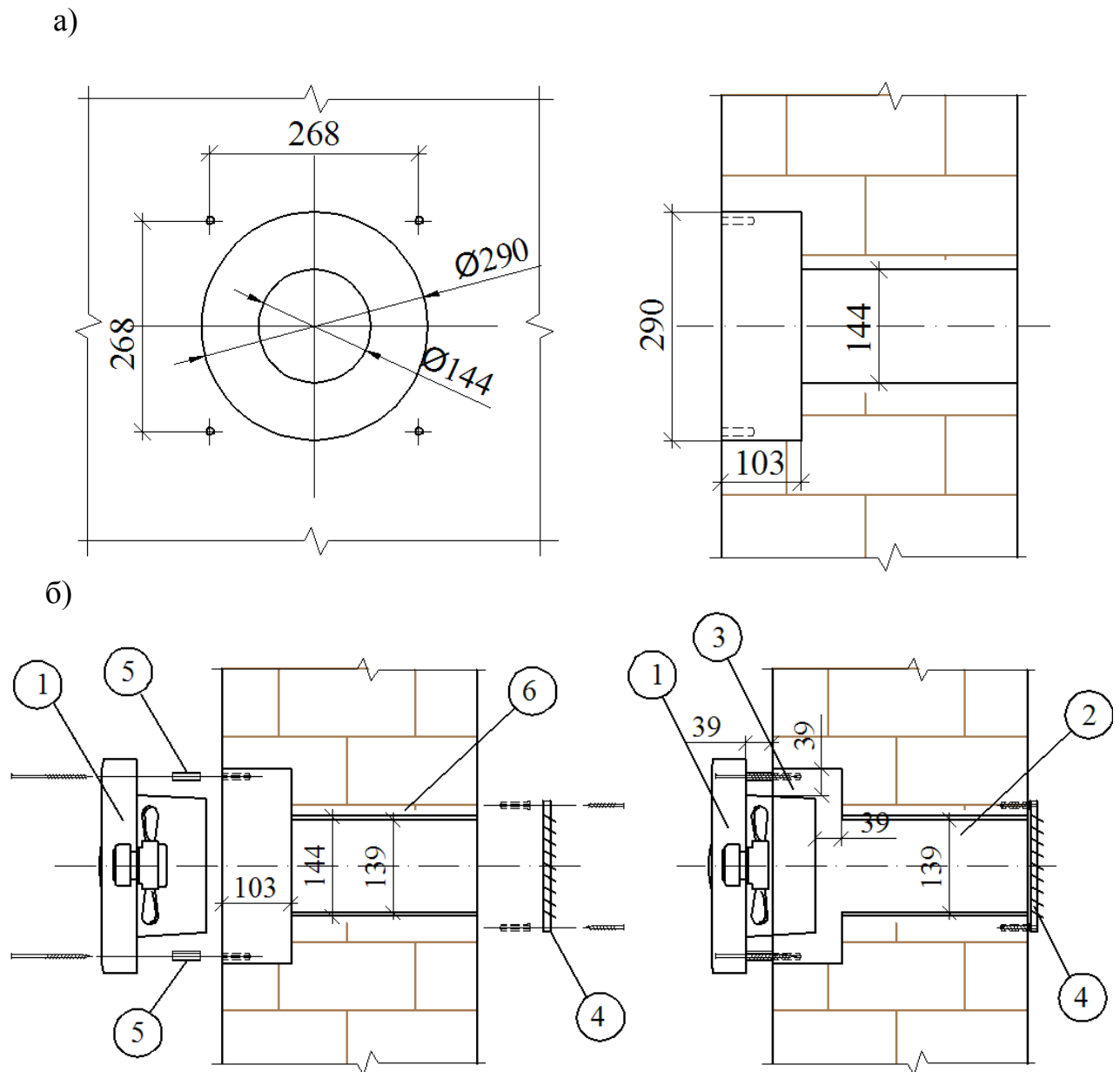


Рис. 3.12. Устройство приточной установки с подачей наружного воздуха после смешения с внутренним

а) разметка отверстий в стене;

б) сборка приточной установки

1 – приточный осевой вентилятор ERN 20 фирмы Maico; 2 – канал наружного воздуха; 3 – кольцевой рециркуляционный канал для забора внутреннего воздуха; 4 – наружная воздухозаборная решётка MVM 200 SA фирмы ВЕНТС; 5 – дистанционная втулка; 6 – воздуховод d139 мм из оцинкованной стали

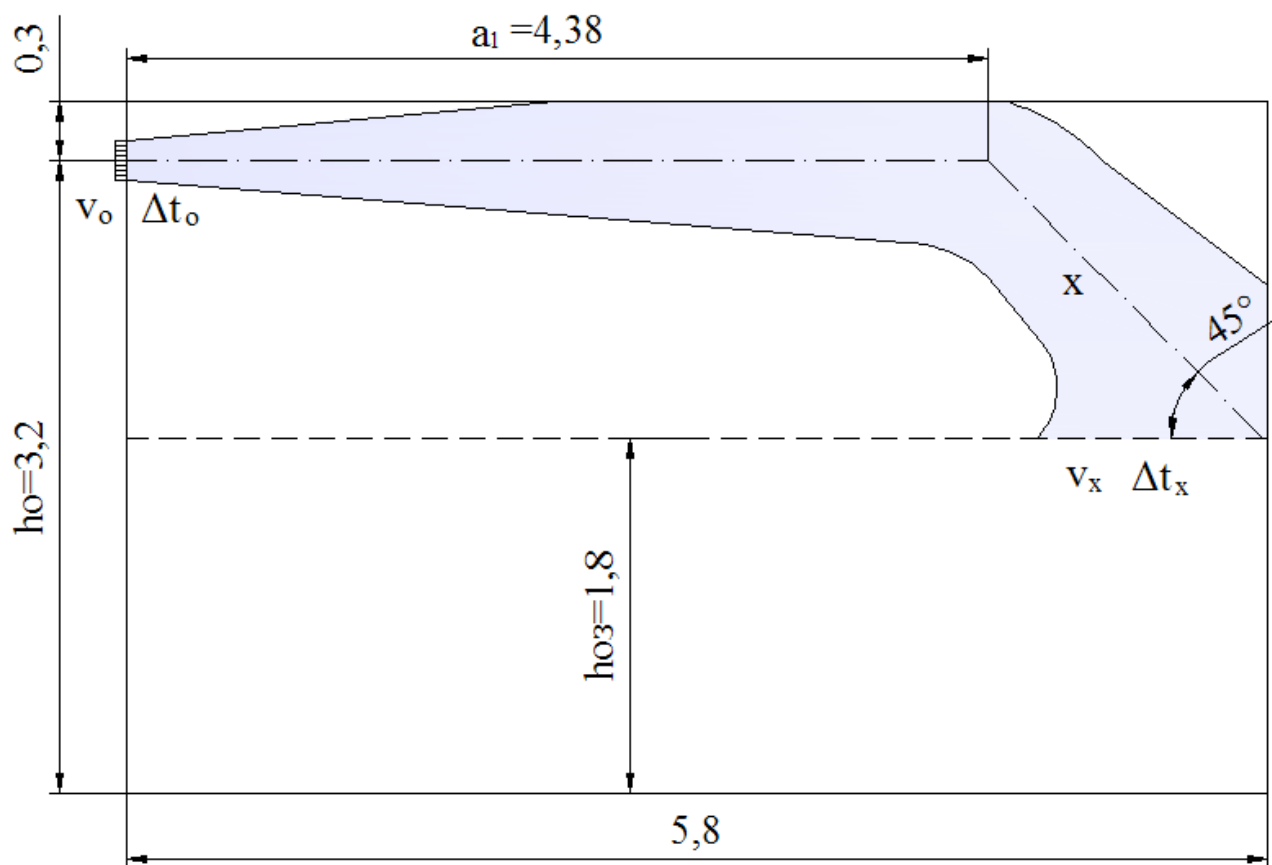


Рис. 3.13. Схема подачи воздуха сверху вниз настилающимися на потолок струями

Исходными для расчёта струи являются следующие данные:

- площадь выходного отверстия $F_o=0,0314 \text{ м}^2$;
- калибр воздухораспределителя $\sqrt{F_o}=0,177 \text{ м}$;
- расход приточного воздуха $L_o=340 \text{ м}^3/\text{час}$; - начальная скорость струи $v_o=3,01 \text{ м/с}$;
- температура выходящего приточного воздуха $t_o=11 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура воздуха в помещении $t_p=20 \text{ }^\circ\text{C}$;
- избыточная температура $\Delta t_o=9 \text{ }^\circ\text{C}$.

Ось приточного вентилятора отстоит от потолка на 0,3 м, и создаваемая установкой струя является компактной и настилающей на потолок. Согласно справочным данным, коэффициент затухания таких струй по скорости равен $m=6,0$, по избыточным температурам $n=5,1$. Расчётный коэффициент стеснения: $K_c=0,8$.

Задачей расчёта струи является определение скорости воздуха и недостатка температуры при входе струи в обслуживаемую зону помещения.

Расчёт выполняют в следующей последовательности:

1) Так как при подаче в помещение более холодного воздуха струя отрывается от потолка, определяют расстояние a_1 , м, до места отрыва:

$$a_1 = \sqrt{\frac{15,2 \cdot \sqrt{F_o} \cdot (m \cdot v_o)^2}{\Delta t_o \cdot n}} =$$

$$= \sqrt{\frac{15,2 \cdot 0,177 \cdot (6,0 \cdot 3,01)^2}{9 \cdot 5,1}} = 4,37 \text{ м}$$

2) Полную длину струи до входа её в обслуживаемую зону рассчитывают по формуле:

$$x = a_1 + \sqrt{2} \cdot (h_o - h_{o,3}) = 4,37 + \sqrt{2} \cdot (3,2 - 1,8) = 6,35 \text{ м}.$$

3) Определяют скорость воздуха в струе при входе её в обслуживаемую зону:

$$v_x = \frac{m \cdot V_o \cdot \sqrt{F_o}}{x} K_c = \frac{6,0 \cdot 3,01 \cdot 0,177}{6,35} 0,8 = 0,40 \text{ м/с}.$$

4) Рассчитывают недостаток температуры в струе в месте входа в обслуживаемую зону:

$$\Delta t_x = \frac{n \cdot \Delta t_o \cdot \sqrt{F_o}}{x \cdot K_c} = \frac{5,1 \cdot 9 \cdot 0,177}{6,35 \cdot 0,8} = 1,6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

По результатам расчёта делают вывод, что струя, создаваемая принятой приточной установкой, удовлетворяет предъявляемым требованиям, так как $v_x < 0,48 \text{ м/с}$ и $\Delta t_x < 2 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. п. 3.37).

Окончательно принимают в проект систему децентрализованной вентиляции с тремя приточными установками с вентиляторами ENR 20 фирмы Maico.

Определяют требуемую величину дополнительного теплового потока отопительных приборов помещения, необходимого для догрева приточного воздуха, ΔQ_o , Вт, по формуле (3.15):

$$\begin{aligned}\Delta Q_o &= \frac{\tau_p}{24} \left[\frac{c \cdot L_{in} (t_p - t_{in})}{3600} \right] = \\ &= \frac{6}{24} \left[\frac{1210 \cdot 90 \cdot 3(20 - 11)}{3600} \right] = 204 \text{ Вт. ,}\end{aligned}$$

где: $c = 1210$ Дж/(м³·°С) – объёмная теплоёмкость воздуха.

Результаты данного расчёта показывают, что децентрализованная приточная вентиляция помещений смесью наружного и внутреннего воздуха может осуществляться с небольшим потреблением тепловой энергии даже в расчётных зимних условиях.

Пример 5. Расчет приточно-вытяжной вентиляции рабочего кабинета проектного института в г. Самарканде.

Задача расчёта

Требуется спроектировать децентрализованную приточно-вытяжную вентиляцию рабочего кабинета проектного института. Необходимо подобрать оборудование и определить величину создаваемой дополнительной тепловой нагрузки на систему отопления помещения.

Исходные данные

В рабочем кабинете с размерами в плане 7,0x5,5 м и высотой 3,3 м предусмотрено 4 рабочих места. Продолжительность использования помещения в течение суток - $\tau_p = 9$ час.

Расчётная внутренняя температура – $t_p = 20$ °С.

Расчётная температура наружного воздуха в холодный период года, по параметрам Б, $t_{ext} = -12$ °С;

Санитарная норма расхода наружного воздуха – 60 м³/час на одного человека (табл.36 ШНК 2.08.02-09*). Расход наружного воздуха L_{ext} , м³/ч, составляет:

$$L_{ext} = 4 \cdot 60 = 240 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Для вентиляции данного помещения предусмотреть децентрализованную приточно-вытяжную вентиляцию с утилизацией теплоты внутреннего воздуха.

Порядок расчёта

В качестве приточно-вытяжной установки принимают установку подвешенного типа "Lossnay LGH-40ES-E" производства фирмы "MITSUBISHI ELECTRIC CORPORATION". Установку размещают горизонтально под потолком (высота прибора 255 мм) у наружной стены (см. рис.3.6).

Модель "Lossnay LGH-40ES-E" имеет две скорости работы вентилятора и обеспечивает подачу 250 или 400 м³/час приточного воздуха (см.п.3.22).

Установку рассчитывают на работу при минимальной скорости вентилятора, так как это обеспечит требуемый расход подаваемого наружного воздуха.

По характеристикам установки, представленным на рис.3.14 определяют, учитывая отсутствие воздухопроводов, эффективность теплообмена E по явной теплоте:

$$E = 66,2\% = 0,662.$$

По формуле (3.14) рассчитывают температуру приточного воздуха на выходе из установки:

$$\begin{aligned} t_{in} &= t_{ext} + E_o(t_p - t_{ext}) = \\ &= (-12) + 0,662(20 - (-12)) = 9,2 \text{ } ^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Далее проводят расчёт настиляющейся на потолок струи аналогично изложенному в примере 4.

Определяют требуемую величину дополнительного теплового потока отопительных приборов помещения, необходимого для догрева приточного воздуха, ΔQ_o , Вт, по формуле (3.15):

$$\begin{aligned} \Delta Q_o &= \frac{\tau_p}{24} \left[\frac{c \cdot L_{in} (t_p - t_{in})}{3600} \right] = \\ &= \frac{9}{24} \left[\frac{1210 \cdot 240(20 - 9,2)}{3600} \right] = 327 \text{ Вт} . \end{aligned}$$

Суточное потребление электрической энергии вентустановкой составит:

$$0,146\text{кВт} \cdot 9\text{час} = 1,3\text{кВт}\cdot\text{час}$$

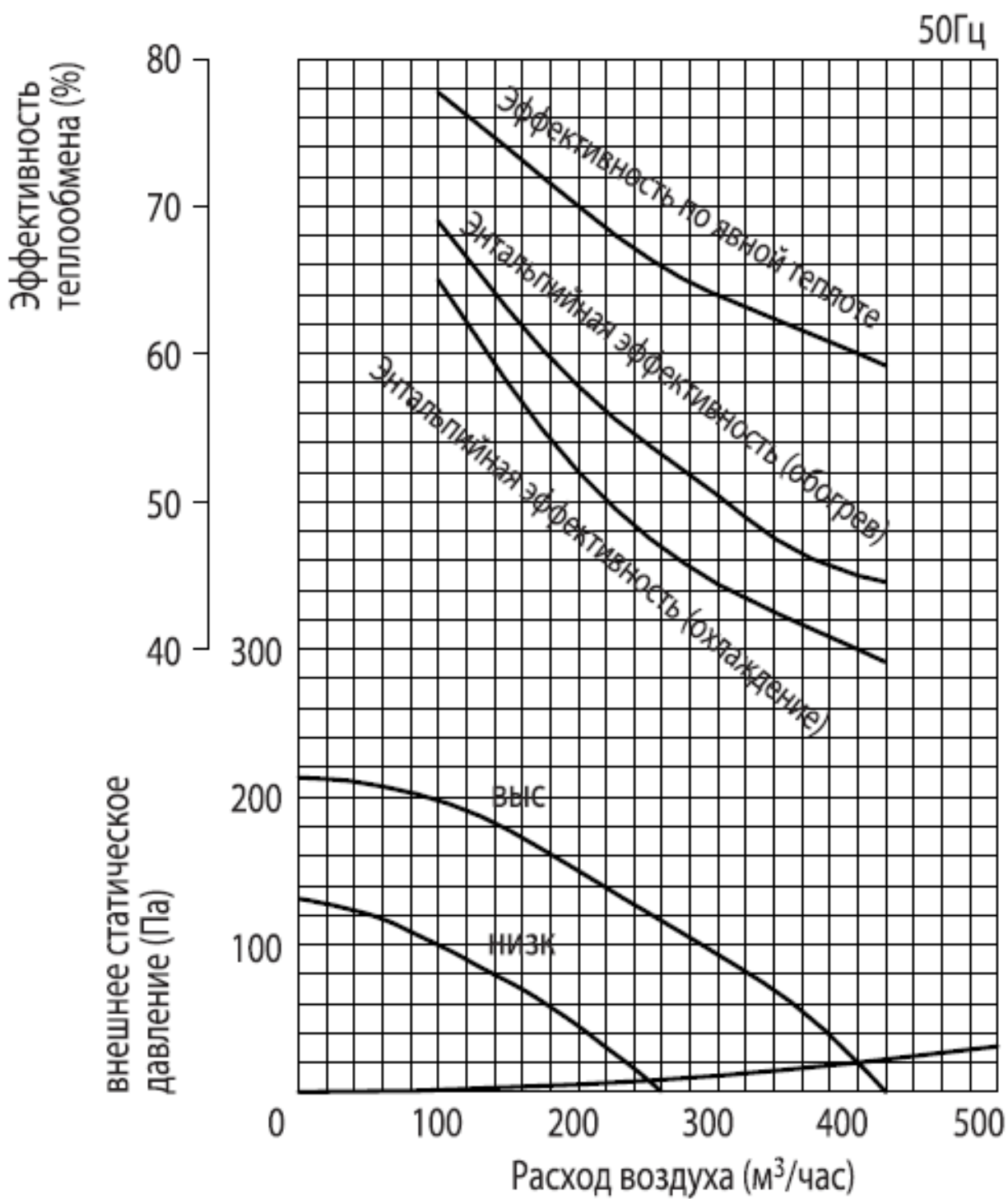


Рис. 3.14. Эффективность теплообмена приточно-вытяжной установки "Lossnay LGH-40ES-E"

Пример 6. Расчет системы вентиляции лекционной аудитории университета в г.Бухаре.

Задача расчёта

Требуется запроектировать децентрализованную механическую вентиляцию лекционной аудитории университета, расположенного в г.Бухаре.

Для вентиляции данного помещения в холодный период года использовать приточно-вытяжную установку с рекуперацией тепла без дополнительного нагрева воздуха. Раздачу приточного воздуха осуществлять потолочными диффузорами.

Исходные данные

Лекционная аудитория с размерами в плане 14,4x5,6 м и высотой 3,6 м (3,2 м с учётом подшивного потолка) предназначена для занятий 50 человек. Продолжительность использования помещения в течение суток - $\tau_p=6$ час.

Расчётная внутренняя температура – $t_p=19$ °С.

Расчётная температура наружного воздуха в холодный период года, по параметрам Б, $t_{ext} = -12$ °С;

Санитарная норма расхода наружного воздуха – 20 м³/час на одного человека. Расход наружного воздуха L_{ext} , м³/ч, по санитарно-гигиеническим требованиям составляет:

$$L_{ext} = 20 \cdot 50 = 1000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Порядок расчёта

В качестве приточно-вытяжной установки принимают установку VAM 1000F корпорации "Daikin". Номинальный расход воздуха – 1000 м³/час.

Эффективность теплообмена по температуре – 75%, $E=0,75$. Диаметр воздуховодов – 250 мм. Данная модель устанавливается горизонтально под подшивным потолком у наружной стены (рис.3.15).

По формуле (3.14) рассчитывают температуру приточного воздуха на выходе из установки:

$$\begin{aligned} t_{in} &= t_{ext} + E_o(t_p - t_{ext}) = \\ &= (-12) + 0,75 \cdot (19 - (-12)) = 11,3 \text{ °С}. \end{aligned}$$

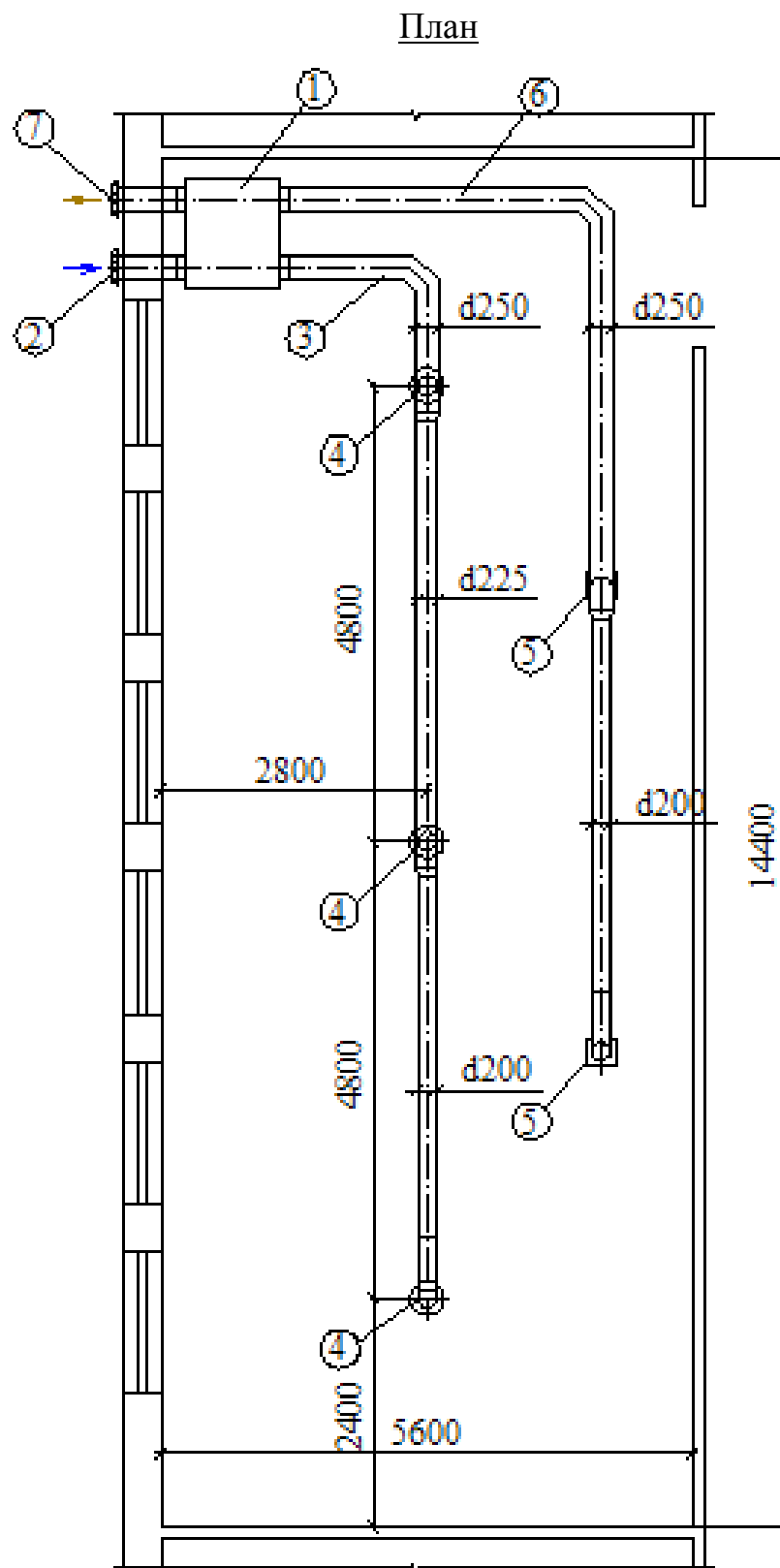


Рис. 3.15. Система вентиляции лекционной аудитории

1 – приточно-вытяжная установка «VAM 1000 FA» фирмы "DAIKIN"; 2 – забор наружного воздуха; 3 – воздуховод приточной системы; 4 – приточный диффузор ДПУ-М 200; 5 – вытяжная потолочная решётка; 6 – воздуховод вытяжной системы; 7 – выброс удаляемого воздуха.

Для раздачи воздуха применяют потолочные круглые диффузоры ДПУ-М. Принимают к установке три диффузора ДПУ-М 200 со следующими характеристиками: $\varnothing A=200\text{мм}$; $F_o=0,029\text{м}^2$; $b=0,15\varnothing A=30\text{мм}$. Данный диффузор создаёт горизонтальную настиляющуюся на потолок веерную струю. Схема струи представлена на рис.3.16.

Выполняют расчёт струи, создаваемой диффузором. Задачей расчёта струи является определение скорости воздуха и недостатка температуры при входе струи в обслуживаемую зону помещения и подтверждение принятого типоразмера и количества диффузоров.

Исходными являются следующие данные:

- расход приточного воздуха $L_{in}=1000\text{ м}^3/\text{час}$;
- температура выходящего приточного воздуха $t_{in}=11,3\text{ °С}$;
- температура воздуха в помещении $t_p=19\text{ °С}$;
- недостаток температуры $\Delta t_o=7,7\text{ °С}$;
- габариты помещения – $14,4 \times 5,6\text{ м}$;
- высота помещения – $h_{пом}=3,2\text{ м}$;
- высота обслуживаемой зоны – $h_{o,3}=1,8\text{ м}$.

Согласно справочным данным, коэффициент затухания рассчитываемых струй по скорости равен $m=1,05$, а по избыточным температурам $n=0,9$; коэффициент взаимодействия $K_b=1$; коэффициент неизотермичности $K_n=1$.

Расчёты выполняют в следующей последовательности:

1) Рассчитывают расход приточного воздуха, подаваемого одним диффузором:

$$L_{o,d} = \frac{L_{in}}{3} = \frac{1000}{3} = 333\text{ м}^3/\text{час}.$$

2) Определяют скорость струи в выходном отверстии:

$$v_o = \frac{L_{o,d}}{3600 \cdot F_o} = \frac{333}{3600 \cdot 0,029} = 3,19\text{ м/с}.$$

3) Находят максимальную площадь, обслуживаемую одной струёй:

$$F_{o,3} = \frac{67 \sqrt{F_o} \cdot v_o^2 \cdot m^2}{\Delta t_o \cdot n} =$$

$$= \frac{67 \sqrt{0,029} \cdot 3,19^2 \cdot 1,05^2}{7,7 \cdot 0,9} = 18,47\text{ м}^2.$$

4) Рассчитывают длину струи до входа в зону обслуживания:

$$x = 0,5 \sqrt{F_{o,3}} + h_{пом} - h_{o,3} =$$

$$= 0,5 \sqrt{18,47} + 3,2 - 1,8 = 3,55\text{ м}.$$

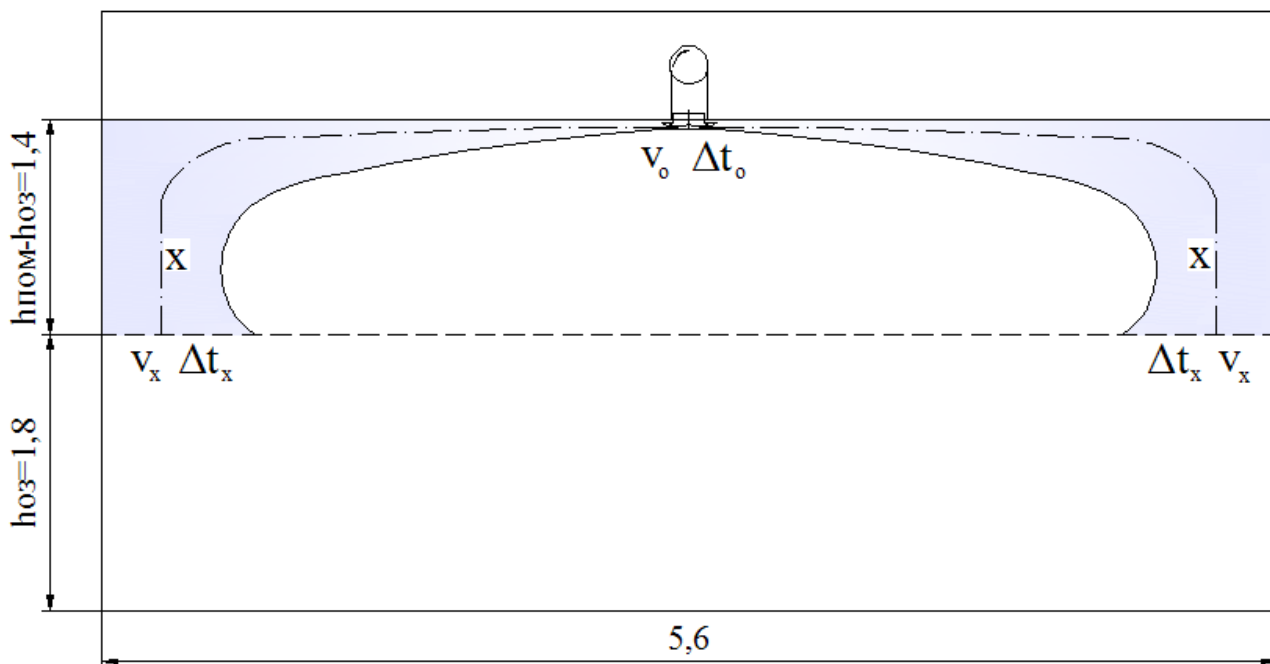


Рис. 3.16. Схема подачи воздуха сверху вниз
настиляющимися на потолок веерными
струями

5) По справочной таблице для расчета настилающихся веерных струй, вычислив вспомогательную величину:

$$\frac{h_{\text{ном}} - h_{0.3}}{\sqrt{F_{0.3}}} = \frac{4,0 - 1,8}{\sqrt{18,47}} = 0,512,$$

определяют, что коэффициент стеснения струи равен: $K_c = 0,77$.

Значения коэффициента стеснения K_c для настилающихся веерных струй

$\frac{h_{\text{ном}} - h_{0.3}}{\sqrt{F_{0.3}}}$	0,1	0,4	0,8	1,2	1,5	2,0
K_c	0,9	0,8	0,7	0,65	0,6	0,6

б) Находят скорость воздуха на входе струи в зону:

$$\begin{aligned} v_x &= \frac{m \cdot v_0 \cdot \sqrt{F_0}}{x} K_c \cdot K_B \cdot K_H = \\ &= \frac{1,05 \cdot 3,19 \cdot \sqrt{0,029}}{3,55} 0,77 \cdot 1 \cdot 1 = 0,124 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

7) Определяют недостаток температуры воздуха на входе струи в зону обслуживания:

$$\begin{aligned} \Delta t_x &= \frac{n \cdot \Delta t_0 \cdot \sqrt{F_0}}{x} = \\ &= \frac{0,9 \cdot 7,7 \cdot \sqrt{0,029}}{3,55} = 0,33 \text{ }^\circ\text{C.} \end{aligned}$$

Значения v_x и Δt_x удовлетворяют требованиям:

$$v_x = 0,124 < v_{x,\text{req}} = 0,48 \text{ м/с и } \Delta t_x = 0,33 < \Delta t_{x,\text{req}} = 2 \text{ }^\circ\text{C,}$$

то есть принятый способ раздачи приточного воздуха с температурой $t_{\text{in}} = 11,3 \text{ }^\circ\text{C}$ приемлем.

8) Определяют минимальное расстояние между диффузорами:

$$l_{\text{min}} \geq \sqrt{F_{0.3}} = \sqrt{18,47} = 4,3 \text{ м.}$$

Фактическое расстояние между диффузорами равно 4,8 м.

Таким образом принятый типоразмер диффузоров и их количество удовлетворяют требованиям.

Проводят трассировку и аэродинамический расчёт воздуховодов (см. рис.3.15).

Определяют требуемую величину дополнительного теплового потока отопительных приборов помещения, необходимого для догрева приточного воздуха, ΔQ_o , Вт, по формуле (3.15):

$$\begin{aligned}\Delta Q_o &= \frac{\tau_p}{24} \left[\frac{c \cdot L_{in} (t_p - t_{in})}{3600} \right] = \\ &= \frac{6}{24} \left[\frac{1210 \cdot 1000 (19 - 11,3)}{3600} \right] = 647 \text{ Вт.}\end{aligned}$$

4. КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ

4.1(4.1*). КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ предусматривают для создания в помещениях метеорологических условий и качества воздуха в пределах, как правило, оптимальных или граничных параметров теплового комфорта или необходимых по технологическим требованиям. К кондиционированию относят также охлаждение, то есть удаление из помещений в тёплый период года теплоты с помощью рециркуляционных воздухоохладителей.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ И ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ РЕШЕНИЙ

Решение о применении кондиционирования и типы применяемых систем

4.2 (2.1*, 4.8*). В ШНК 2.08.02-09* прямо перечислены помещения, в которых кондиционирование обязательно.

Кондиционирование и его разновидность – охлаждение также следует применить, если в тёплый период года это необходимо для обеспечения обязательных допустимых норм температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в обслуживаемой зоне помещений.

Кроме того, согласно п.9.35 ШНК 2.08.01-05, п.4.8 ШНК 2.08.02-09*, п.2.18 КМК 2.08.04-04, в жилых, общественных и административных зданиях кондиционирование или охлаждение проектируют, если это предусмотрено заданием на проектирование объекта.

Обязательно проектировать кондиционирование следует также, если оно необходимо для проведения технологических процессов.

4.3 (Приложение 22*). Системы кондиционирования подразделяются на центральные, обслуживающие здание в целом, и децентрализованные, обслуживающие одно помещение или функционально единую группу помещений.

Круглогодичные системы используются непрерывно, сезонные – только в тёплый период года.

По среде, с которой из помещения уносится теплота, различаются воздушные системы кондиционирования и хладоновые или водяные системы, называемые системами охлаждения. Воздушные системы одновременно выполняют функцию вентиляции, то есть подачи наружного воздуха и удаления из помещения избытков вредных веществ и влаги. Системы охлаждения применяют совместно с устройством вентиляции помещений наружным воздухом в необходимом объёме.

Принципы обеспечения высокой энергоэффективности кондиционирования

4.4 (4.2*). При выборе типа системы кондиционирования следует соблюдать принципы обеспечения высокоэффективного, экономичного энергетически эффективного кондиционирования, изложенные в п.4.2* КМК 2.04.05-97*.

Основные из них следующие:

- подача наружного воздуха только в размере санитарной нормы;
- разделение функций подачи свежего воздуха и удаления из помещения избытков теплоты;
- количественное регулирование кондиционирования по уровню потребности;
- децентрализация систем по функциональным зонам здания;
- реализация в системах наилучших энергосберегающих решений.

4.5 (4.2б*). При воздушном кондиционировании расход приточного воздуха определяют, как правило, из условия поглощения избытков теплоты. Требуемая величина расхода практически всегда намного превышает минимально необходимый воздухообмен наружным воздухом по санитарно-гигиеническим и противопожарным требованиям (минимальную норму). Избыточный воздухообмен создаёт значительные энергетические потери и поэтому выгоднее удалять теплоту охладительными приборами, подавая в помещение только минимальную норму наружного воздуха.

4.6 (4.2а*, 4.17*). Разделение функций подачи свежего воздуха и удаления из помещений избытков теплоты осуществляют, проектируя в здании систему охлаждения с рециркуляционными воздухоохлаждающими приборами, снимающими теплоизбытки, и вместе с ней общеобменную вентиляцию, подающую минимальную норму наружного воздуха и удаляющую из помещений вредные вещества и влагу.

4.7 (1.1з*, 4.17*). Если загрузка кондиционируемых помещений изменяется в течение рабочего времени, весьма целесообразно проектировать кондиционирование с количественным регулированием производительности по уровню потребности, например по сигналам от датчиков содержания во внутреннем воздухе углекислоты CO_2 .

4.8 (1.1ж*). Децентрализованные системы всегда более надёжны и управляемы, чем центральные системы. Кроме того, они наиболее энергоэкономичны. Центральные системы не могут отключаться частично. Поэтому в кондиционируемом здании следует выделять функционально единые зоны, загрузка всех помещений которых изменяется по единому графику, начинается и прекращается одновременно. Для каждой из таких зон

наиболее целесообразно проектировать отдельную децентрализованную систему кондиционирования или отдельную ветку центральной системы с персональным регулированием производительности по уровню потребности.

В общественных и административных зданиях функционально единые зоны отбирают так, чтобы они целиком находились на одном этаже и в пределах одного противопожарного отсека.

4.9 (4.2з*, 4.2и*, 4.17*, 6.1*). Для достижения наибольшей экономии энергии в выбранной для проектируемого объекта системе кондиционирования или охлаждения следует применить максимально возможное количество энергосберегающих технических решений, как то:

- применение энергетически эффективного оборудования;
- утилизация холода возобновляемых источников: воды из артезианских скважин и рек с температурой до 16 °С;
- применение холодильных машин с наиболее эффективным хладагентом (R410а, R134 и др.);
- утилизация холода и теплоты удаляемого воздуха;
- другие решения, приводимые в подразделе "отдельные рекомендации по проектированию".

Выбор системы кондиционирования

4.10 (4.8*, 4.17*). В жилых зданиях рекомендуется применение сплит-кондиционеров. В односемейных многоквартирных жилых домах предпочтительно применять мульти-сплит-кондиционеры, совместно с естественной приточной вентиляцией и механической вытяжной вентиляцией из кухонь и помещений санитарно-гигиенического и хозяйственного назначения.

В общественных и административных зданиях кондиционирование целесообразно осуществлять, ассимилируя теплоизбытки приборами охлаждения, работающими в режиме полной рециркуляции внутреннего воздуха, и подавать минимальную норму наружного воздуха общеобменной вентиляцией. При этом холодопроизводительность систем охлаждения следует назначать с учётом покрытия теплопоступлений, вносимых в помещения приточным вентиляционным воздухом.

4.11. Системы воздушного кондиционирования в общественных и административных зданиях следует применять при их предпочтительности по технико-экономическим критериям или если они предусмотрены заданием на проектирование объекта по архитектурно-эстетическим требованиям.

Системы воздушного кондиционирования рекомендуется проектировать, если здание, которое необходимо кондиционировать, содержит крупногабаритные помещения. Воздушное кондиционирование предпочтительно, если помещения не имеют естественного проветривания

или относятся к помещениям, в которых обязательна механическая приточная вентиляция (см., в частности, прил.17 ШНК 2.08.02-09*).

4.12. Из всех систем кондиционирования наибольшей энергетической эффективностью обладают и рекомендуются к преимущественному применению в зданиях:

- хладоновые системы охлаждения, включающие сплит- и мультисплит-кондиционеры, а также VRV- и VRF-системы;
- водяные системы охлаждения с чиллерами и фэнкойлами;
- для крупных помещений – персональные системы воздушного кондиционирования.

Перечисленные системы описываются в подразделах ниже по тексту.

Выбор расчётных условий для проектирования системы кондиционирования

4.13 (2.14*). Расчётные наружные условия при проектировании систем кондиционирования принимают в соответствии с п.2.14* КМК 2.04.05-97* для тёплого и для холодного периодов года на уровне параметров "Б" наружного воздуха в соответствии с табл.4 КМК 2.01.01-94.

4.14 (2.8*, прил.5). Расчётные внутренние параметры в кондиционируемых помещениях определяют, соблюдая необходимую степень их комфортности, указанную в задании на проектирование объекта. Могут быть затребованы параметры, соответствующие оптимальным, граничным или допустимым (нормируемым) значениям теплового комфорта как для тёплого, так и для холодного периода года.

Конкретные значения внутренних параметров при кондиционировании жилых зданий при заданной степени комфортности следует принимать по табл.8 и 9 ШНК 2.08.01-05.

Расчётные внутренние параметры при проектировании кондиционирования общественных и административных зданий следует принимать:

а) для тёплого периода года по табл.25 ШНК 2.08.02-09* в зависимости от строительной-климатической зоны, в которой находится проектируемое здание;

б) для холодного периода года расчётные температуры внутреннего воздуха и минимально необходимую кратность воздухообмена наружным воздухом принимают по табл. 26÷38 ШНК 2.08.02-09* в зависимости от типа здания и назначения помещения.

В ряде помещений расчётные внутренние параметры назначают по технологическим требованиям, предусмотренным в задании на проектирование или представленным технологом.

Проектирование хладоновых систем охлаждения

4.15. Хладоновые системы охлаждения включают сплит- и мультисплит-кондиционеры и мультizonальные системы с изменяемым расходом хладагента (VRV-, VRF-системы).

Внутренние блоки систем охлаждают помещения в режиме полной рециркуляции внутреннего воздуха.

Сплит- и мультисплит-кондиционеры (рис.4.1) состоят из наружного компрессорно-конденсаторного (1, 6) и внутренних испарительных (3, 4, 5) блоков, соединённых трубопроводами (пар-жидкость) (2), по которым циркулирует хладон.

Внутренние блоки изготавливают настенными, потолочными, напольными для соответствующего размещения в помещении. Наружные блоки устанавливают на наружной стене, в аэрируемом подсобном помещении, на крыше или на отмостке у здания.

Если к одному наружному блоку подключают два и более (до шести) внутренних блока – то это мультисплит-кондиционер (split – раздельный). Все внутренние блоки при этом работают по одной программе от одного пульта управления.

Сплит-кондиционеры выпускаются полной заводской готовности. Каждый кондиционер имеет пульт управления, с помощью которого потребитель задаёт нужный режим работы.

Мультizonальные системы с изменяемым расходом хладагента (рис.4.2): VRV-система (англ. Variable Refrigerant Volume), разработанная компанией Daikin, а также VRF-система (Variable Refrigerant Flow) других производителей (Mitsubishi, Sanyo, Toshiba и др.) характеризуются наличием следующих особенностей:

- каждый внутренний блок обслуживает "электронный расширительный клапан" (ЭРВ), изменяющий расход хладагента;
- число внутренних блоков может быть несколько десятков;
- каждый внутренний блок работает независимо от остальных блоков по командам от персонального пульта управления.

4.16. Проектирование хладоновых систем любого типа следует выполнять, руководствуясь инструкциями фирм-изготовителей, если они не противостоят требованиям действующих норм проектирования, и учитывая климатические и иные особенности проектируемого объекта.

При проектировании следует правильно выбрать тип охладительных устройств и подобрать оборудование, соответствующее требуемой для проектируемого объекта производительности. При этом следует учесть, что производительность и другие паспортные характеристики сплит-кондиционеров и мультizonальных систем, сообщаемые в каталогах изготовителей, указываются условно-принятые:

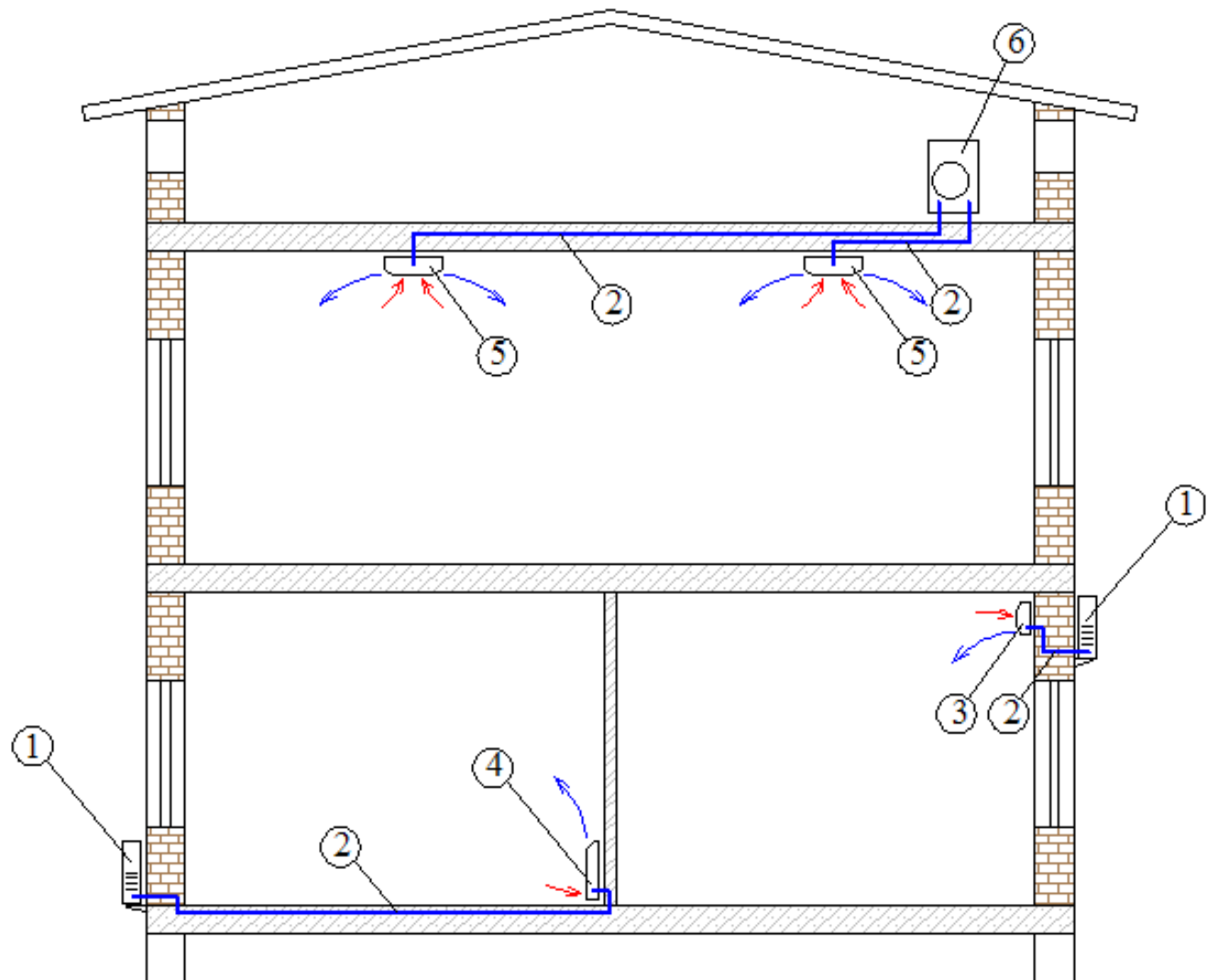


Рис. 4.1. Системы охлаждения с применением
сплит- и мультисплит-кондиционеров

1 – наружный блок сплит-кондиционера; 2 – хладопроводаы (подающий и обратный); 3 – внутренний настенный блок; 4 – внутренний напольный блок; 5 – внутренний потолочный блок; 6 – наружный блок мультисплит-кондиционера.

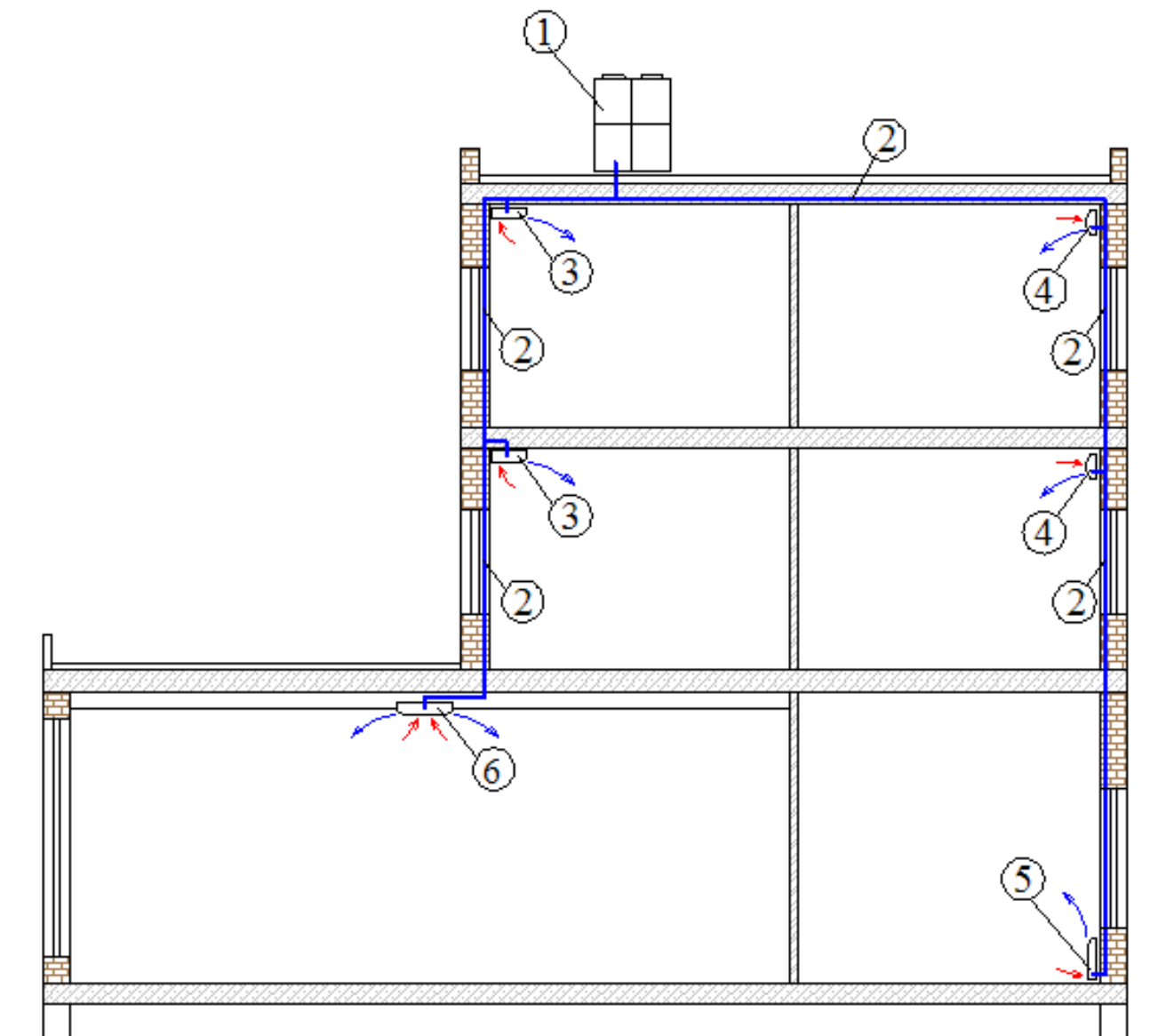


Рис. 4.2. Мультизональная система охлаждения VRF (серия Y компании Mitsubishi Electric)

1 – наружный блок; 2 – хладопроводы (подающий и обратный); 3 – внутренний потолочный блок; 4 – внутренний настенный блок; 5 – внутренний напольный блок; 6 – внутренний кассетный блок, монтируемый в подшивном потолке.

- в режиме охлаждения: температура в помещении +27 °С по сухому и +19 °С по мокрому термометру, наружная температура +35 °С;

- в режиме обогрева: температура внутреннего воздуха +20 °С, наружная температура +7 °С.

Поэтому требуется перерасчёт паспортных характеристик на расчётные условия для проектируемого объекта.

4.17. Сплит- и мультисплит-кондиционеры выпускаются холодопроизводительностью от 1,5 до 12 кВт. В них, как правило, используется озонобезопасный хладон R-410A, обеспечивающий высокую энергетическую эффективность выработки холода.

Сплит-кондиционеры подбирают по требуемой холодопроизводительности с запасом до 15%. Наружные и внутренние блоки и комплектующие к ним должны быть от одного производителя и рекомендуемыми к применению.

Наружные блоки выбирают с воздушным охлаждением. При размещении их учитывают, что блок сбрасывает в окружающую среду много теплоты. При размещении по эстетическим соображениям наружного блока в подсобном помещении, в подвале, на чердаке выбрасываемый блоком воздух выводят наружу по воздуховодам с установкой при необходимости вентилятора для удаления нагретого воздуха.

Внутренние блоки выбирают из условия удобного размещения и возможности раздать охлаждённый воздух в помещения так, чтобы на входе струи в обслуживаемую зону не ощущался эффект холодного дутья. Для каждого места размещения внутреннего блока имеется предельно допустимая холодопроизводительность по условиям воздухораспределения.

Наружный и внутренние блоки соединяют двумя медными трубопроводами. Трубопроводы теплоизолируют и прокладывают, как правило, в подвесных потолках, за панелями или закладывают в декоративные пластиковые короба. От внутренних блоков необходимо предусматривать также прокладку дренажного трубопровода для отвода конденсата наружу.

Большинство моделей сплит-кондиционеров выпускаются в модификации "тепловой насос" и их можно переключать в холодный период года в режим отопления. Однако при проектировании охлаждения не следует учитывать такую возможность и все расчёты выполнять только для тёплого периода года. Необходимо принимать во внимание, что отопление от кондиционера является разновидностью отопления электрической энергией, требующей обоснования и согласования с "Узгосэнергонадзором".

4.18. Использовать мультисплит-кондиционеры следует в больших помещениях или в одной функционально единой группе помещений. В больших зонах обслуживания раздача охлаждённого воздуха от одного внутреннего блока может оказаться невыполнимой задачей, а применение

нескольких отдельно установленных внутренних блоков с меньшей производительностью решает проблему равномерного охлаждения всей обслуживаемой функционально единой зоны.

Каждый внутренний блок мультисплит-кондиционера присоединяется к наружному блоку своими персональными трубопроводами пара и жидкости. Все внутренние блоки управляются от одного пульта и работают в одном режиме по команде термостата главного внутреннего блока, назначенного пользователем.

4.19. Мультизональные системы с изменяемым расходом хладагента обладают достаточно большой холодопроизводительностью. Например, компания Mitsubishi Electric (Япония) выпускает для таких VRF-систем (серия Y-стандарт) наружные блоки на холодопроизводительность от 22,4 до 50 кВт. Системы с такими блоками достаточны, в среднем, для охлаждения помещений от 350 м² до 880 м². В крупных зданиях можно сооружать несколько самостоятельных VRF-систем, полностью покрывая охлаждающую нагрузку.

Изготовителем разработана схема объединения в один наружный блок до трёх наружных модулей для достижения холодопроизводительности до 140 кВт. Однако применение многомодульных наружных блоков усложняет технологическую схему и снижает эксплуатационную надёжность системы охлаждения. Применение их в проектах не рекомендуется.

Системы с изменяемым расходом хладагента (VRF-системы) являются более экономичными, чем традиционные центральные системы на базе холодильных машин. В них применяются энергоэкономичные компрессоры и вентиляторы с DC-инверторным приводом. В одной системе серии "Y-стандарт" могут устанавливаться до 50 внутренних блоков. Перепад высот между внутренними блоками не должен превышать 15м. Наружный блок работает с воздушным охлаждением теплообменника. Предпочтительным местом размещения наружного блока является крыша охлаждаемого здания.

Внутренние блоки выпускаются настенные (холодопроизводительностью от 1,7 до 11,2 кВт), напольные (2,2÷7,1 кВт), подвесные потолочные (4,5÷14,0 кВт), кассетные (2,2÷14,0 кВт), каналные (1,7÷28,0 кВт). Следует отметить, что для мультизональных систем с изменяемым расходом компания Mitsubishi Electric выпускает специальные внутренние блоки, отличающиеся от других внутренних блоков наличием внутри них электронно-механического расширительного вентиля ЭРВ. Каждый внутренний блок в VRF-системе управляется персонально собственным пультом управления и работает независимо от режима работы соседних внутренних блоков. Поэтому при применении мультизональной VRF-системы рекомендуется по-возможности в каждом помещении устанавливать только один внутренний блок, то есть использовать блок с холодопроизводительностью, равной требуемой для данного помещения холодопроизводительности (с запасом до 15%).

Проектирование, строительство и эксплуатацию VRF-системы следует осуществлять в соответствии с инструкциями предприятия-изготовителя оборудования и комплектующих системы.

Компании, производящие VRF и VRV-системы, разработали разновидности таких систем, позволяющие не только переключать работу всей системы с режима охлаждения на режим отопления, но и обеспечивать в одной системе одновременную работу части внутренних блоков на охлаждение, а других – в режиме отопления. Внедрение таких систем, однако, требует технико-экономических обоснований и согласования с "Узгосэнергонадзором", так как отопление помещений хладоновыми системами является разновидностью электроотопления.

Проектирование водяных систем охлаждения

4.20. Водяной системой охлаждения называется система, в которой холод в помещение доставляется водой. Охлаждённую воду подают по трубопроводу в воздухоохладитель, расположенный в помещении. Вода, воспринявшая в воздухоохладителе теплоту внутреннего воздуха, уходит из помещения по обратному трубопроводу.

Водяная система охлаждения (рис.4.3) состоит из водоохлаждающей холодильной машины – чиллера, вспомогательного оборудования и установленных в помещениях фэнкойлов (вентиляторных конвекторов), соединённых с чиллером подающим трубопроводом холодной воды и обратным трубопроводом отеплённой воды. Циркуляцию воды обеспечивает насос.

Температура воды на выходе из чиллера $5\div 8$ °С, а отеплённой воды - $10\div 14$ °С.

Современные чиллеры с воздушным охлаждением конденсатора холодильной машины имеют автономную микропроцессорную систему управления, кодируемую специалистами. Система обеспечивает безопасные и оптимальные режимы функционирования машины. Чиллер поставляется, как изделие полной заводской готовности.

При выборе чиллера необходимо учесть потери холода в оборудовании и трубопроводах холодоснабжения. Рекомендуется обеспечить запас холодопроизводительности чиллера в размере 15%.

В контуре циркуляции водяной системы охлаждения следует предусмотреть установку циркуляционного насоса, закрытого аккумуляторного бака холодной воды, расширительного сосуда, грязевика, запорной и спускной арматуры, приборов контроля.

Ёмкость аккумулятора воды рассчитывают из условия обеспечения работы системы в течение не менее 10 минут после отключения холодильного компрессора. Аккумулятор размещают на линии подачи холодной воды. Вода должна поступать в верхнюю часть аккумулятора и выходить у днища с тем, чтобы минимизировать влияние простоя

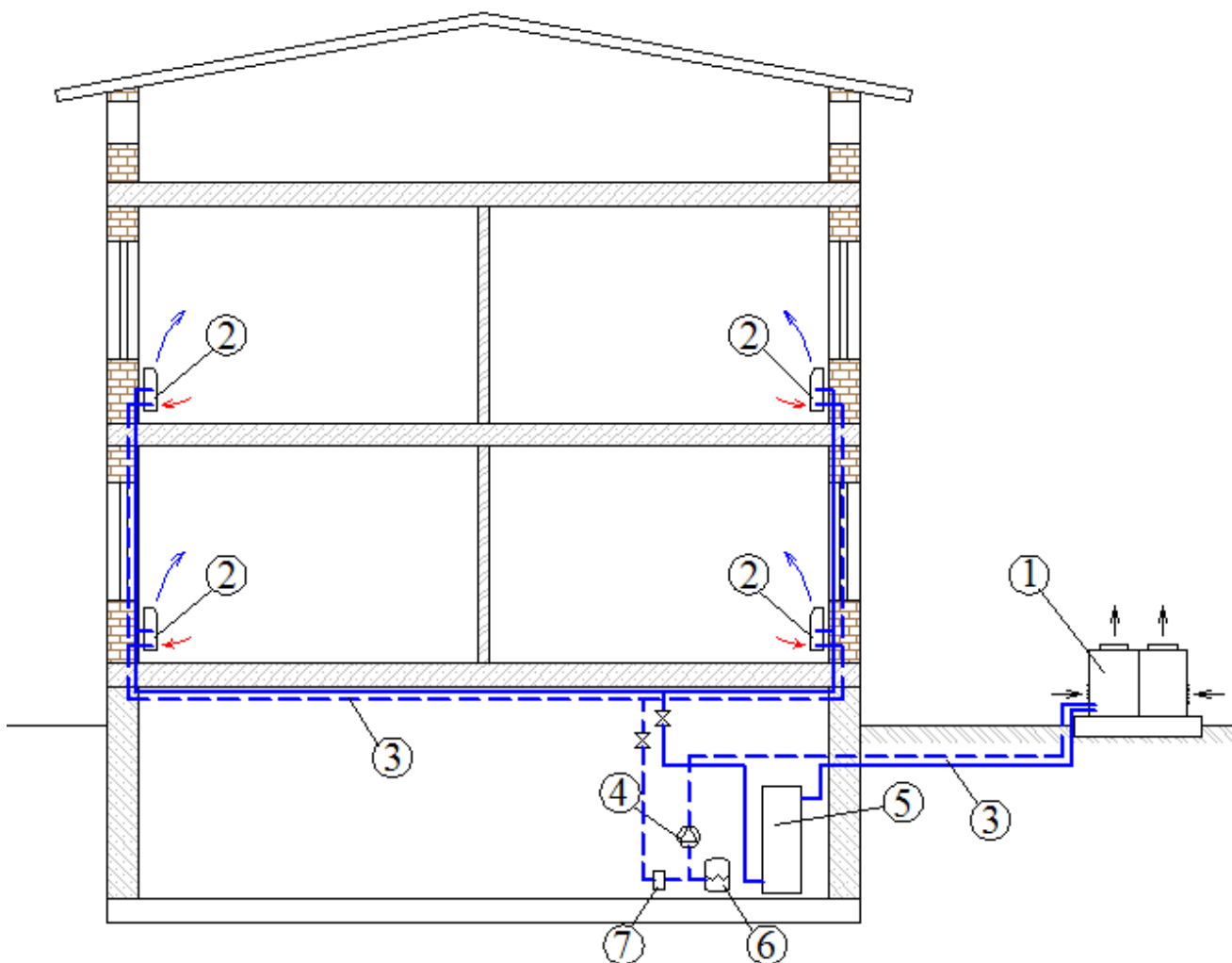


Рис. 4.3. Водяная система охлаждения

1- чиллер; 2 – фэнкойл; 3 - подающий и обратный трубопроводы холодной воды; 4 – циркуляционный насос; 5 – герметичный бак-аккумулятор; 6 – расширительный сосуд; 7 - грязевик

компрессора на температуру подаваемой в фэнкойлы холодной воды (см.рис.4.3).

Объём расширительного сосуда определяется с учётом изменения температуры воды от 4 °С до 40 °С. Минимальное статическое давление в водяной системе чиллер-фэнкойлы должно быть равно высоте системы плюс 3 м.вод.ст.

4.21. Фэнкойлы следует подбирать по их холодопроизводительности, создаваемой при средней скорости вращения вентилятора. Предпочтение следует отдавать фэнкойлам в двухтрубном исполнении.

Фэнкойлы в помещениях, как правило, размещают у наружных стен. Вода через фэнкойлы движется всегда с неизменным расходом, а производительность его по холоду регулируется изменением скорости вращения вентилятора.

Для каждого фэнкойла необходимо предусмотреть розетку для подключения к электросети и отвод конденсата в ирригацию или канализацию.

4.22. Расчётными параметрами, при которых предприятия-изготовители сообщают холодопроизводительность и другие паспортные характеристики чиллера и фэнкойлов, как правило, являются:

- для чиллера: температура наружного воздуха +35 °С, температура холодной и отеплённой воды 7/12 °С;

- для фэнкойлов: температура помещения в режиме охлаждения +27 °С, температура поступающей холодной воды +7 °С. В отопительном режиме температура в помещениях принимается равной 20 °С, а входящего в фэнкойл теплоносителя +50 °С.

При подборе оборудования данные значения следует скорректировать на расчётные условия, принятые в разрабатываемом проекте.

4.23. Система водяного охлаждения, кроме чиллера и расположенного вне здания оборудования, используется, как правило, в холодный период года для отопления помещений. В таком случае в проекте предусматривают узел переключения всей внутренней системы от чиллера к источнику теплоты с параметрами теплоносителя, как правило, 70±60 °С.

Системы воздушного кондиционирования

4.24. При проектировании воздушных систем кондиционирования холод в помещения доставляется с приточным воздухом.

Системы воздушного кондиционирования используют для поддержания в помещениях требуемой относительной влажности, особо точных значений подпора или разряжения внутреннего воздуха в течение всего года (для этих целей водяные и хладоновые системы охлаждения не предназначены). Воздушные системы кондиционирования рекомендуется

проектировать, если они предпочтительны по технологическим требованиям и в других случаях, перечисленных в п.4.11.

В большинстве общественных и административных зданий, как показывает практика, при подаче в помещения только санитарной нормы наружного воздуха можно не увлажнять подаваемый наружный воздух. Но и в случаях, когда достаточно только охлаждение и воздухообмен наружным воздухом, воздушное кондиционирование может оказаться всё же более предпочтительным по технико-экономическим показателям. Прежде всего, это касается зданий с крупнообъемными помещениями (зрелищные и спортивные сооружения, читальные и выставочные залы, торговые комплексы, производственные цехи и др.).

Весомым преимуществом систем воздушного кондиционирования является гарантированная подача в помещение одновременно с холодом наружного воздуха. При применении систем хладонового и водяного охлаждения функция охлаждения оторвана от функции вентиляции помещения наружным воздухом (необходима одновременная работа двух систем, что не всегда соблюдается).

4.25. Одной системой воздушного кондиционирования следует обслуживать одно помещение или несколько однотипных помещений одной функционально единой зоны здания.

В воздушных системах теплота (или холод) перемещается с воздухом. При этом, как правило, требуемый расход приточного воздуха превышает необходимую санитарную норму наружного воздуха. Наиболее рациональным в таких случаях является применение рециркуляции части вытяжного воздуха в поток наружного воздуха.

Типичная схема системы воздушного кондиционирования с рециркуляцией внутреннего воздуха, рекомендуемая для применения в общественных зданиях, представлена на рис.4.4.

В тёплый период года забираемый наружный воздух смешивается с рециркуляционным, очищается в фильтре (5), охлаждается в воздухоохладителе (8) и подаётся вентилятором (1) по системе приточных воздуховодов в обслуживаемые помещения. Воздух, забираемый из этих помещений вытяжной системой с помощью вентилятора (2), частично используется в качестве рециркуляционного, а остальная его часть удаляется в атмосферу. Система автоматики (поз.4, 13, 14) следит за постоянным соблюдением требуемого качества воздушной среды в помещениях, ограничивая расход рециркуляционного воздуха. Требуемая температура воздуха в помещениях поддерживается регулированием (поз.9, 10, 11) степени охлаждения приточного воздуха в воздухоохладителе (8).

В холодный период года рассматриваемая система переводится в режим воздушного отопления помещений. Вместо воздухоохладителя используется воздухонагреватель (6) автоматически подогревающий приточный воздух (см. поз.6, 7, 12) до температуры, необходимой для

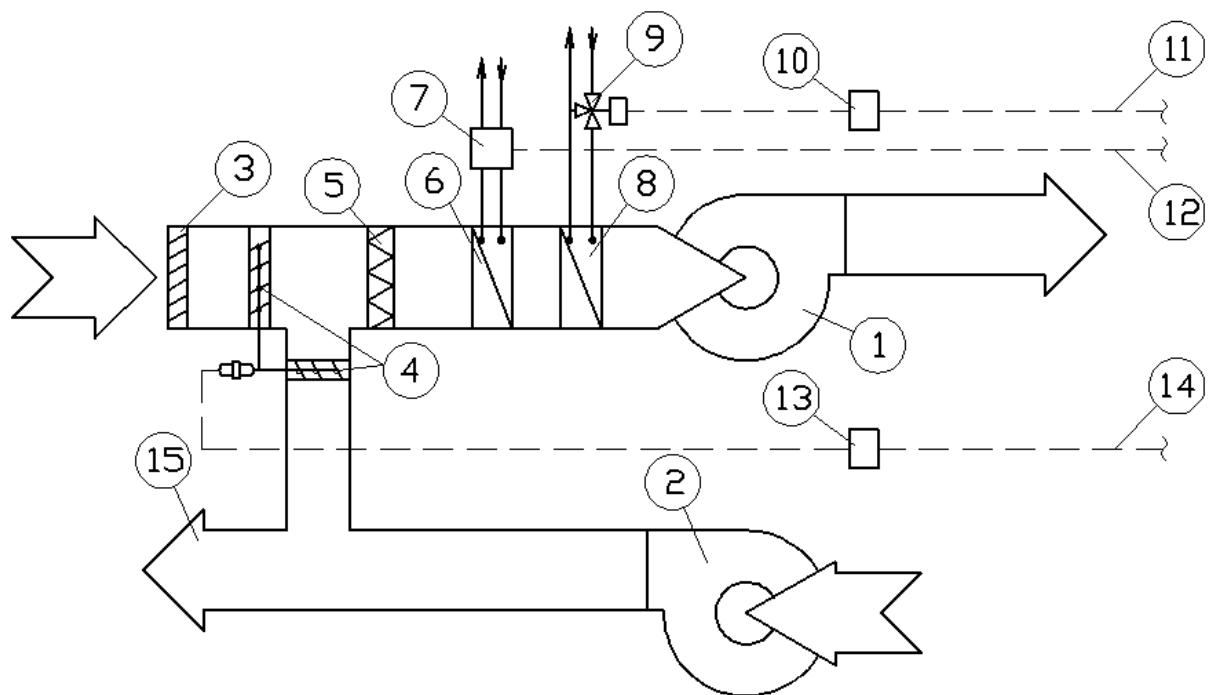


Рис. 4.4. Схема центральной системы воздушного кондиционирования с регулируемой рециркуляцией внутреннего воздуха

1 – вентилятор приточной системы; 2 – вентилятор вытяжной системы; 3 – забор наружного воздуха; 4 – автоматизированные взаимобратные воздушные клапаны; 5 – воздушный фильтр; 6 – воздухонагреватель; 7 – узел регулирования и защиты от замерзания воздухонагревателя; 8 – воздухоохладитель; 9 – трёхходовой клапан с сервоприводом; 10 – блок управления воздухоохладителем; 11 – от датчика температуры внутреннего воздуха для управления воздухоохладителем; 12 – от датчика температуры воздуха для управления воздухонагревателем; 13 – блок управления соотношением расходов наружного и рециркуляционного воздуха; 14 – от датчика качества внутреннего воздуха (датчика "содержания CO₂" и др.); 15 – удаление воздуха в атмосферу.

поддержания в обслуживаемых помещениях расчётной температуры внутреннего воздуха.

Кроме системы воздушного кондиционирования в здании необходимо запроектировать обособленные, не связанные с системой воздушного кондиционирования системы вытяжной вентиляции из всех помещений с выделением вредных веществ: санитарных узлов, курительных, гардеробных и других, относимых согласно п.4.11 ШНК 2.08.02-09* к типам **P2** и **P1**. Из этих помещений рециркуляция воздуха не допускается. В кондиционируемых помещениях следует обеспечить подпор, подавая приточный воздух с избытком над вытяжкой и обеспечивая во внутренних ограждениях здания пути перетекания избыточного приточного воздуха в помещения типа **P1** и **P2** (см.п.3.7 настоящего Пособия). При проектировании необходимо следить за соблюдением баланса всех расходов воздушных потоков в здании.

4.26. Если в здании с воздушной системой кондиционирования воздушное отопление в соответствии с прил.10* КМК 2.04.05-97* не предусматривается и применяется водяное отопление, то в холодный период года система кондиционирования должна выполнять только функции вентиляции. Датчик (12) температуры воздуха (см. рис.4.4) в таком случае размещают в магистральном воздуховоде сразу после приточного вентилятора и узел регулирования (7) воздухонагревателя настраивают на неизменное поддержание температуры приточного воздуха на уровне +20 °С (точнее, средней температуры кондиционируемых помещений). Предполагается, что по завершению рабочего дня воздушную систему будут отключать.

4.27. Применение в необходимых случаях систем воздушного кондиционирования с рециркуляцией внутреннего воздуха реализует преимущества центральных систем (единое, удобное для обслуживания месторасположение оборудования, отсутствие разбросанных аппаратов по помещениям, местных воздухозаборных устройств для децентрализованной вентиляции) с сохранением положительных свойств децентрализованных систем (повышенная надёжность функционирования, небольшие энергетические потери, ввиду подачи только минимальной нормы наружного воздуха).

4.28. Для поддержания в помещениях, при необходимости, требуемой относительной влажности, повышенной точности параметров воздуха, соблюдения направлений и расходов его перемещения по помещениям системы воздушного кондиционирования могут дополняться различными воздухообрабатывающими и тепломассообменными устройствами и аппаратами, сооружаться многозональными и т.д. Выбор конкретных схем и расчёты таких систем следует проводить с построением всех процессов обработки воздуха на I-d диаграмме влажного воздуха.

Отдельные рекомендации по проектированию

4.29. Энергетическая эффективность хладоновых систем охлаждения, водяных систем холодоснабжения, автономных кондиционеров должна составлять согласно разделу 4 КМК 2.01.18-2000* не менее 2,6 при учёте потребляемой энергии не только наружными блоками и чиллером, но и расходуемой внутренними блоками, фэнкойлами, системами автоматического регулирования и всеми другими вспомогательными устройствами, используемыми в процессе функционирования систем.

4.30. При применении воздушных систем кондиционирования, хладоновых и водяных систем охлаждения в помещениях всегда имеются приточные струи охлаждённого воздуха. В целях недопущения в зоне обслуживания холодного дутья, следует правильно размещать воздухораспределители и циркуляционные воздухоохладители и просчитывать параметры каждой приточной струи в месте входа её в обслуживаемую зону. Общей рекомендацией является направление выходящей приточной струи в верхнюю зону, если источник находится в нижней зоне помещения, и в горизонтальном направлении с налипанием на потолок, если струя выходит из воздухораспределителя, расположенного у потолка.

4.31 (4.26*). В жилых, общественных и административных зданиях, как правило, не возникает необходимости увеличивать в помещениях влажность (за исключением технологических помещений с особыми требованиями). Но в ряде помещений с повышенными влаговыведениями (залы бассейнов, пищеблоки, помещения санитарно-гигиенического назначения, сушики белья и др.) имеется потребность в снижении влажности. Системы хладонового и водяного охлаждения для снижения влажности не предназначены. Поэтому при их применении, а в ряде случаев и при воздушном кондиционировании для удаления из помещений влаги следует применять автономные осушители воздуха.

К таким осушителям, например, относятся осушители фирмы Dantherm марок CDP 35, CDP 45, CDP 65, устанавливаемые на стену. Производительность осушки воздуха составляет: 1,3; 1,8; 2,7 кг влаги в час. Аппараты широко используют для залов плавательных бассейнов. Фирма выпускает и более крупные осушители шкафного типа производительностью до 6,8 кг влаги в час. Для помещений с большими влаговыведениями можно применить напольный автоматизированный осушитель MJ-E16VX компании Mitsubishi Electric, производительностью 16 литров в сутки. Аппарат содержит контейнер для конденсата ёмкостью 4 литра. Конденсат может также отводиться через встроенный штуцер. Осушитель работает на хладоне R134a.

4.32. При размещении оборудования целесообразно соблюдать следующие рекомендации:

- внутренние блоки хладоновых систем и фэнкойлы нельзя устанавливать непосредственно вблизи дверного проёма. Фэнкойлы, если они будут использоваться в холодный период года (в совмещённой системе охлаждения-отопления), следует размещать аналогично размещению отопительных приборов, у наружных стен и преимущественно под окнами.

- хладопроводы и трубопроводы холодной воды, подаваемой к фэнкойлам, следует теплоизолировать во избежание конденсатообразования;

- трубопроводы дренажной системы самотечного удаления конденсата от каждого внутреннего блока или фэнкойла следует прокладывать с уклоном не менее 1%. На выходе сливной магистрали обязательно следует предусмотреть гидравлический затвор (сифон);

- вокруг оборудования необходимо оставлять пространство не только для свободного забора и выхода воздуха, но и для технического обслуживания и доступа, замены элементов при его ремонте;

- при размещении оборудования в подсобных помещениях, в подвалах, на чердаках, следует обеспечить беспрепятственное поступление к нему наружного воздуха и удаление в атмосферу отработавшего воздуха. Проёмы должны иметь защитные решетки;

- внешнее размещение наружных блоков и чиллеров следует проверять на допустимый шум. Следует избегать мест, подверженных стоку дождевой воды и защищать оборудование от солнечных лучей и перегрева от окружающих поверхностей кровли;

- фундаменты, на которых размещают оборудование, должны возвышаться над поверхностью не менее 150÷200 мм, а расстояние от краёв фундамента до оборудования должно быть 500 мм;

4.33 (4.78.1*). Необходимо учитывать следующие рекомендации, направленные на сбережение энергии:

- следует выбирать оборудование без большого запаса по мощности и с высокой энергетической эффективностью не только в расчётном режиме, но и во всём диапазоне рабочих нагрузок;

- применять оборудование с регулируемой производительностью по текущей нагрузке; использовать вентиляторы и насосы с электронно-коммутируемыми (ЕС) электродвигателями постоянного тока, обладающими высоким КПД;

- не следует завышать скорости движения теплоносителей и воздуха в аппаратах, трубопроводах и воздуховодах;

- рекомендуется выбирать высокоэффективное управление системами с использованием электронных контроллеров, обеспечивающее оптимальные режимы работы оборудования и систем кондиционирования и охлаждения.

РАСЧЁТ ТРЕБУЕМОЙ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ОХЛАЖДАЮЩИХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ПРОЕКТИРУЕМОГО ЗДАНИЯ

4.34. Расчёт требуемой холодопроизводительности проводят в два этапа.

На первом этапе рассчитывают требуемую холодопроизводительность для здания в целом. Эта величина необходима для определения мощности центральной холодильной станции или чиллеров, обслуживающих здание в целом, а также для определения удельного расхода холода. Расчёт теплоступлений выполняют, рассматривая здание, как одно помещение.

На втором этапе определяют расчётную холодопроизводительность охлаждающих устройств для каждого помещения, в котором предусматривается кондиционирование (охлаждение). Эта величина используется для подбора мощности оборудования, обслуживающего каждое конкретное помещение.

Следует иметь в виду, что расчётный расход холода для здания в целом всегда меньше суммы расчётных значений холодопроизводительности охладителей всех помещений, и что расчётный час для здания и для каждого конкретного помещения различаются.

4.35. Требуемую холодопроизводительность определяют для конкретно принятого часа суток в размере, компенсирующем поступления теплоты через наружные ограждающие конструкции, тепловыделения от людей и оборудования, а также теплоту, вносимую подаваемым в целях вентиляции наружным воздухом:

$$Q_k = Q_{sc} + Q_{mc} + Q_{ac} , \quad (4.1)$$

где: Q_{sc} – поступление теплоты через наружные ограждающие конструкции, Вт;

Q_{mc} – выделения теплоты от оборудования и людей, Вт;

Q_{ac} – расход холода на охлаждение поступающего в целях вентиляции наружного воздуха, Вт.

На этапе расчёта требуемой холодопроизводительности для здания в целом вычисления по формуле (4.1) выполняют многократно для всех часов суток в период занятости объекта. Окончательным расчётным значением принимают максимальное из всех полученных значений Q_k , а час суток, в котором оно получено, считают расчётным часом для здания в целом.

Для каждого кондиционируемого помещения требуемую холодопроизводительность также рассчитывают по формуле (4.1) для всех часов занятости помещения, принимая в качестве расчётного максимальное

из полученных значений Q_k , а час суток, в котором оно получено, считают расчётным для данного помещения.

4.36. Поступления теплоты в рассматриваемый час суток через наружные ограждающие конструкции Q_{sc} , Вт, определяют путём суммирования теплопоступлений через отдельные остеклённые светопроёмы и непрозрачные ограждения:

$$Q_{sc} = \Sigma Q_{c.п} + \Sigma Q_{н.в} + Q_{п}, \quad (4.2)$$

где: $\Sigma Q_{c.п}$ – поступление теплоты через все светопроёмы фасада или помещения, Вт;

$\Sigma Q_{н.в}$ – поступление теплоты через наружные непрозрачные вертикальные ограждающие конструкции фасада или помещения, Вт;

$Q_{п}$ – поступление теплоты через перекрытие верхнего этажа, Вт.

При определении требуемой холодопроизводительности для здания в целом расчёт выполняют для каждого фасада в отдельности, суммируя затем теплопоступления через все фасады.

4.37. Тепловой поток, Вт, через светопрём в рассматриваемый расчётный час суток определяют по формуле:

$$Q_{c.п} = Q_{c.п.с} + Q_{c.п.т}, \quad (4.3)$$

где: $Q_{c.п.с}$ – поток теплоты за счёт проникания солнечной радиации, Вт;

$Q_{c.п.т}$ – поток теплоты за счёт разности температур наружного и внутреннего воздуха, Вт.

Величину $Q_{c.п.с}$ определяют по формуле:

$$Q_{c.п.с} = F_{c.п} (q_l + q_p) K_1 \cdot K_2 \cdot K_3, \quad (4.4)$$

где: $F_{c.п}$ – площадь светового проёма, м²;

q_l, q_p – плотность потока поступающей на светопроём прямой и рассеянной солнечной радиации, Вт/м², принимаемая по табл.4.1;

K_1 – коэффициент, учитывающий затенение светового проёма переплётными, принимаемый по табл.4.2;

K_2 – коэффициент пропускания солнечной радиации остеклением, принимаемый по табл.4.3;

K_3 – коэффициент теплопропускания дополнительно установленного наружного солнцезащитного устройства, принимаемый по табл.4.4 (при отсутствии СЗУ $K_3=1$).

Наличие внутренних СЗУ во внимание не принимают.

Таблица 4.1

Плотность потока солнечной радиации q_n/q_p (прямой/рассеянной), поступающей на вертикальные и горизонтальную поверхности, Вт/м², в июле при безоблачном небе

Географическая широта, °С.Ш.	Расчётный час суток	Ориентация вертикального светового проёма								Горизонтальный светопроём
		С	СВ	В	ЮВ	Ю	ЮЗ	З	СЗ	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
38	5-6	$\frac{94}{38}$	$\frac{184}{56}$	$\frac{188}{49}$	$\frac{61}{41}$	$\frac{-}{23}$	$\frac{-}{25}$	$\frac{-}{28}$	$\frac{-}{23}$	$\frac{49}{42}$
		$\frac{108}{97}$	$\frac{364}{127}$	$\frac{445}{150}$	$\frac{216}{116}$	$\frac{-}{72}$	$\frac{-}{53}$	$\frac{-}{59}$	$\frac{-}{63}$	$\frac{161}{84}$
	7-8	$\frac{57}{107}$	$\frac{432}{167}$	$\frac{541}{180}$	$\frac{344}{148}$	$\frac{-}{96}$	$\frac{-}{77}$	$\frac{-}{73}$	$\frac{-}{77}$	$\frac{328}{105}$
		$\frac{-}{96}$	$\frac{344}{142}$	$\frac{523}{165}$	$\frac{408}{146}$	$\frac{44}{105}$	$\frac{-}{81}$	$\frac{-}{84}$	$\frac{-}{81}$	$\frac{516}{119}$
	9-10	$\frac{-}{86}$	$\frac{220}{108}$	$\frac{433}{134}$	$\frac{398}{138}$	$\frac{126}{106}$	$\frac{-}{85}$	$\frac{-}{85}$	$\frac{-}{83}$	$\frac{635}{133}$
		$\frac{-}{83}$	$\frac{67}{96}$	$\frac{273}{113}$	$\frac{335}{114}$	$\frac{197}{106}$	$\frac{-}{91}$	$\frac{-}{85}$	$\frac{-}{85}$	$\frac{754}{136}$
	11-12	$\frac{-}{82}$	$\frac{-}{91}$	$\frac{98}{101}$	$\frac{230}{99}$	$\frac{230}{106}$	$\frac{102}{104}$	$\frac{-}{91}$	$\frac{-}{87}$	$\frac{802}{140}$
		$\frac{-}{82}$	$\frac{-}{87}$	$\frac{-}{91}$	$\frac{102}{104}$	$\frac{230}{106}$	$\frac{230}{99}$	$\frac{98}{101}$	$\frac{-}{91}$	$\frac{802}{140}$
	13-14	$\frac{-}{83}$	$\frac{-}{85}$	$\frac{-}{85}$	$\frac{-}{91}$	$\frac{197}{106}$	$\frac{335}{114}$	$\frac{273}{113}$	$\frac{67}{96}$	$\frac{754}{136}$
		$\frac{-}{86}$	$\frac{-}{83}$	$\frac{-}{85}$	$\frac{-}{85}$	$\frac{126}{106}$	$\frac{398}{138}$	$\frac{433}{134}$	$\frac{220}{108}$	$\frac{635}{133}$
	15-16	$\frac{-}{96}$	$\frac{-}{81}$	$\frac{-}{84}$	$\frac{-}{81}$	$\frac{44}{105}$	$\frac{408}{146}$	$\frac{523}{165}$	$\frac{344}{142}$	$\frac{516}{119}$
		$\frac{57}{107}$	$\frac{-}{77}$	$\frac{-}{73}$	$\frac{-}{77}$	$\frac{-}{96}$	$\frac{344}{148}$	$\frac{541}{180}$	$\frac{432}{167}$	$\frac{328}{105}$
	17-18	$\frac{108}{97}$	$\frac{-}{63}$	$\frac{-}{59}$	$\frac{-}{53}$	$\frac{-}{72}$	$\frac{216}{116}$	$\frac{445}{150}$	$\frac{364}{127}$	$\frac{161}{84}$
$\frac{94}{38}$		$\frac{-}{23}$	$\frac{-}{28}$	$\frac{-}{25}$	$\frac{-}{23}$	$\frac{61}{41}$	$\frac{188}{49}$	$\frac{184}{56}$	$\frac{49}{42}$	
41	5-6	$\frac{116}{48}$	$\frac{202}{70}$	$\frac{272}{70}$	$\frac{71}{51}$	$\frac{-}{28}$	$\frac{-}{28}$	$\frac{-}{28}$	$\frac{-}{27}$	$\frac{62}{45}$
		$\frac{100}{93}$	$\frac{432}{133}$	$\frac{493}{151}$	$\frac{234}{116}$	$\frac{-}{72}$	$\frac{-}{58}$	$\frac{-}{59}$	$\frac{-}{63}$	$\frac{171}{84}$
	7-8	$\frac{47}{105}$	$\frac{424}{141}$	$\frac{566}{178}$	$\frac{383}{148}$	$\frac{-}{96}$	$\frac{-}{75}$	$\frac{-}{73}$	$\frac{-}{77}$	$\frac{344}{105}$

	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	8-9	$\frac{-}{96}$	$\frac{326}{138}$	$\frac{552}{164}$	$\frac{442}{146}$	$\frac{68}{106}$	$\frac{-}{81}$	$\frac{-}{80}$	$\frac{-}{81}$	$\frac{509}{119}$
	9-10	$\frac{-}{86}$	$\frac{179}{108}$	$\frac{446}{134}$	$\frac{436}{120}$	$\frac{162}{107}$	$\frac{-}{85}$	$\frac{-}{81}$	$\frac{-}{84}$	$\frac{632}{126}$
	10-11	$\frac{-}{81}$	$\frac{43}{96}$	$\frac{278}{109}$	$\frac{369}{112}$	$\frac{236}{110}$	$\frac{3}{91}$	$\frac{-}{82}$	$\frac{-}{86}$	$\frac{739}{134}$
	11-12	$\frac{-}{80}$	$\frac{-}{91}$	$\frac{103}{99}$	$\frac{278}{109}$	$\frac{271}{111}$	$\frac{136}{92}$	$\frac{-}{88}$	$\frac{-}{87}$	$\frac{782}{140}$
	12-13	$\frac{-}{80}$	$\frac{-}{87}$	$\frac{-}{88}$	$\frac{136}{92}$	$\frac{271}{111}$	$\frac{278}{109}$	$\frac{103}{99}$	$\frac{-}{91}$	$\frac{782}{140}$
	13-14	$\frac{-}{81}$	$\frac{-}{86}$	$\frac{-}{82}$	$\frac{3}{91}$	$\frac{236}{110}$	$\frac{369}{112}$	$\frac{278}{109}$	$\frac{43}{96}$	$\frac{739}{134}$
	14-15	$\frac{-}{86}$	$\frac{-}{84}$	$\frac{-}{81}$	$\frac{-}{85}$	$\frac{162}{107}$	$\frac{436}{120}$	$\frac{446}{134}$	$\frac{179}{108}$	$\frac{632}{126}$
	15-16	$\frac{-}{96}$	$\frac{-}{81}$	$\frac{-}{80}$	$\frac{-}{81}$	$\frac{68}{106}$	$\frac{442}{146}$	$\frac{552}{164}$	$\frac{326}{138}$	$\frac{509}{119}$
	16-17	$\frac{47}{105}$	$\frac{-}{77}$	$\frac{-}{73}$	$\frac{-}{75}$	$\frac{-}{96}$	$\frac{383}{148}$	$\frac{566}{178}$	$\frac{424}{141}$	$\frac{344}{105}$
	17-18	$\frac{100}{93}$	$\frac{-}{63}$	$\frac{-}{59}$	$\frac{-}{58}$	$\frac{-}{72}$	$\frac{234}{116}$	$\frac{493}{151}$	$\frac{432}{133}$	$\frac{171}{84}$
	18-19	$\frac{116}{48}$	$\frac{-}{27}$	$\frac{-}{28}$	$\frac{-}{28}$	$\frac{-}{28}$	$\frac{71}{51}$	$\frac{272}{70}$	$\frac{202}{70}$	$\frac{62}{45}$
44	5-6	$\frac{125}{52}$	$\frac{252}{72}$	$\frac{332}{79}$	$\frac{95}{53}$	$\frac{-}{31}$	$\frac{-}{30}$	$\frac{-}{30}$	$\frac{-}{31}$	$\frac{77}{49}$
	6-7	$\frac{99}{94}$	$\frac{419}{133}$	$\frac{514}{151}$	$\frac{256}{116}$	$\frac{-}{73}$	$\frac{-}{59}$	$\frac{-}{59}$	$\frac{-}{60}$	$\frac{181}{84}$
	7-8	$\frac{20}{104}$	$\frac{424}{149}$	$\frac{579}{177}$	$\frac{395}{148}$	$\frac{7}{96}$	$\frac{-}{74}$	$\frac{-}{73}$	$\frac{-}{74}$	$\frac{349}{102}$
	8-9	$\frac{-}{96}$	$\frac{324}{137}$	$\frac{563}{163}$	$\frac{467}{146}$	$\frac{99}{106}$	$\frac{-}{81}$	$\frac{-}{80}$	$\frac{-}{81}$	$\frac{509}{112}$
	9-10	$\frac{-}{86}$	$\frac{170}{108}$	$\frac{452}{135}$	$\frac{460}{136}$	$\frac{99}{110}$	$\frac{-}{85}$	$\frac{-}{81}$	$\frac{-}{84}$	$\frac{621}{126}$
	10-11	$\frac{-}{81}$	$\frac{38}{96}$	$\frac{279}{108}$	$\frac{380}{116}$	$\frac{276}{113}$	$\frac{19}{91}$	$\frac{-}{81}$	$\frac{-}{86}$	$\frac{718}{131}$
	11-12	$\frac{-}{80}$	$\frac{-}{91}$	$\frac{105}{98}$	$\frac{297}{107}$	$\frac{314}{114}$	$\frac{150}{104}$	$\frac{-}{87}$	$\frac{-}{87}$	$\frac{761}{133}$
	12-13	$\frac{-}{80}$	$\frac{-}{87}$	$\frac{-}{87}$	$\frac{150}{104}$	$\frac{314}{114}$	$\frac{297}{107}$	$\frac{105}{98}$	$\frac{-}{91}$	$\frac{761}{133}$
	13-14	$\frac{-}{81}$	$\frac{-}{86}$	$\frac{-}{81}$	$\frac{19}{91}$	$\frac{276}{113}$	$\frac{380}{116}$	$\frac{279}{108}$	$\frac{38}{96}$	$\frac{718}{131}$

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	14-15	$\frac{-}{86}$	$\frac{-}{84}$	$\frac{-}{81}$	$\frac{-}{85}$	$\frac{99}{110}$	$\frac{460}{136}$	$\frac{452}{135}$	$\frac{170}{108}$	$\frac{621}{126}$
	15-16	$\frac{-}{96}$	$\frac{-}{81}$	$\frac{-}{80}$	$\frac{-}{81}$	$\frac{99}{106}$	$\frac{467}{146}$	$\frac{563}{163}$	$\frac{324}{137}$	$\frac{509}{112}$
	16-17	$\frac{20}{104}$	$\frac{-}{74}$	$\frac{-}{73}$	$\frac{-}{74}$	$\frac{7}{96}$	$\frac{395}{148}$	$\frac{579}{177}$	$\frac{424}{149}$	$\frac{349}{102}$
	17-18	$\frac{99}{94}$	$\frac{-}{60}$	$\frac{-}{59}$	$\frac{-}{59}$	$\frac{-}{73}$	$\frac{256}{116}$	$\frac{514}{151}$	$\frac{419}{133}$	$\frac{181}{84}$
	18-19	$\frac{125}{52}$	$\frac{-}{31}$	$\frac{-}{30}$	$\frac{-}{30}$	$\frac{-}{31}$	$\frac{95}{53}$	$\frac{332}{79}$	$\frac{252}{72}$	$\frac{77}{49}$

Таблица 4.2

Коэффициент K_1 , учитывающий затенение световых проёмов переплётами

Заполнение светового проёма	Коэффициент K_1
1. Остекление без переплётов	1,0
2. Остекление в металлических переплётах	
одинарных	0,90
двойных раздельных	0,72
3. Остекление в деревянных переплётах	
одинарных	0,75
двойных раздельных	0,51

Таблица 4.3

Коэффициент K_2 пропускания солнечной радиации остеклённой частью заполнения светопроёма и значения $R_{сн}$

Вид остекления	Коэффициент K_2	Сопротивление теплопередаче $R_{сн}$, $m^2 \cdot ^\circ C / Вт$
1. Стекло оконное или витринное толщиной в мм		
2,5-3,5	0,8	0,01
4-6	0,76	0,02
8-12	0,72	0,03
2. Двойное остекление из стекла толщиной в мм		
2,5-3,5	0,72	0,15
4-6	0,64	0,16
3. Двойное остекление с межстекольными солнцезащитными жалюзи с металлическими пластинами	0,35	0,38
4. Тройное остекление из стекла толщиной в мм		
2,5-3,5	0,67	0,27
4-6	0,63	0,28
5. Тройное остекление с солнцезащитными жалюзи между внутренним и средним стеклом	0,30	0,50

Таблица 4.4

Коэффициент K_3 теплопропускания наружного солнцезащитного устройства светового проёма

Вид солнцезащитного устройства	Коэффициент K_3
1. Стационарный козырёк, затеняющий светопроём в расчётный час - полностью (100% площади светопроёма) - частично ($n\%$ площади светопроёма)	0,22 $K_3=1-0,0078 \cdot n$
2. Стационарные рёбра, ячейки, затеняющие светопроём в расчётный час - полностью (100% площади светопроёма) - частично ($n\%$ площади светопроёма)	0,18 $K_3=1-0,0082 \cdot n$
3. Наружные жалюзи с пластинами под углом 45° к стеклу	0,2
4. Наружная штора из реек светлой окраски	0,2

Тепловой поток $Q_{с.п.т}$, Вт, определяют по формуле:

$$Q_{с.п.т} = F_{сн} \frac{t_{н.сн} - t_{в} + q_m \left(0,5 \cdot R_{сн} + \frac{1}{\alpha_n} \right)}{R_{сн} + \frac{1}{\alpha_n} + \frac{1}{\alpha_v}}, \quad (4.5)$$

где: $t_{н.сн}$ – расчётная температура наружного воздуха, омывающего наружную поверхность заполнения светопроёма, $^\circ\text{C}$;

$t_{в}$ – расчётная температура внутреннего воздуха, $^\circ\text{C}$;

$R_{сн}$ – сопротивление теплопередаче от наружной до внутренней поверхности заполнения светового проёма, принимаемое по табл.4.3, $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$;

α_n, α_v – коэффициенты теплоотдачи наружной и внутренней поверхности ограждающей поверхности, принимаемые по п.3.6 и табл.5* КМК 2.01.04-97*, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

q_m – плотность теплового потока, выделяющегося в толще заполнения светопроёма от поглощённой солнечной радиации, $\text{Вт}/\text{м}^2$.

Значение $t_{н.сн}$ определяют по формулам:

- при использовании в качестве солнцезащитных устройств наружных козырьков, рёбер, крупных ячеек, маркиз:

$$t_{н.сн} = t_{н.з}; \quad (4.6)$$

- при применении наружных ставен, жалюзи и штор:

$$t_{\text{нсп}} = t_{\text{н.з}} + \frac{\rho_{\text{сз}} \cdot (q_{\text{л}} + q_{\text{р}}) \cdot (1 - K_3)}{4 \cdot \alpha_{\text{н}}}, \quad (4.7)$$

где $\rho_{\text{сз}}$ – коэффициент поглощения солнечной радиации наружной поверхностью СЗУ, принимаемый по табл.4.5.

$t_{\text{н.з}}$ – температура наружного воздуха, °С, в рассматриваемый час суток, определяемая по формуле:

$$t_{\text{н.з}} = t_{\text{н.Б}} - 0,25 \cdot A_{\text{н}} \cdot \{1 - 2 \cdot \text{Cos}[15 \cdot (z_{\text{рас}} - z_{\text{max}})]\} \quad (4.8)$$

$t_{\text{н.Б}}$ – расчётная наружная температура по параметрам "Б" для тёплого периода года, °С, принимаемая по табл.4 КМК 2.01.01-94;

$A_{\text{н}}$ – средняя суточная амплитуда наружной температуры в июле, °С, приводимая в табл.2 КМК 2.01.01-94;

$z_{\text{рас}}$ – среднее численное значение принятого расчётного часа, час;

z_{max} – среднее численное значение часа с максимальной наружной температурой; для всех пунктов следует принимать $z_{\text{max}} = 14,5$ час.

Таблица 4.5

Коэффициенты поглощения солнечной радиации материалом наружной поверхности солнцезащитных устройств

Материал наружной поверхности СЗУ	Коэффициент поглощения солнечной радиации $\rho_{\text{сз}}$
1. Алюминий, краска алюминиевая	0,5
2. Краска, пластмасса, ткань :	
белая	0,3
зелёная	0,7
тёмно-серая	0,7
чёрная	0,9
3. Дерево неокрашенное	0,6

Величину $q_{\text{м}}$ рассчитывают по формуле:

$$q_{\text{м}} = (q_{\text{л}} + q_{\text{р}}) \cdot K_3 \cdot (1 - K_1 \cdot K_2). \quad (4.9)$$

4.38. Тепловой поток, Вт, через наружные непрозрачные ограждения (стена, дверь, потолок и др.) рассчитывают по формуле:

$$Q_{\text{н.о}} = \Sigma Q_{\text{н.в}} + Q_{\text{п}}, \quad (4.10)$$

где: $\Sigma Q_{н.в}$ – поступление теплоты через вертикальные наружные ограждающие конструкции, Вт;
 Q_n – тепловой поток через перекрытие верхнего этажа здания, Вт.

Тепловой поток $Q_{н.в}$, Вт, через наружное непрозрачное вертикальное ограждение (стена, дверь и др.) рассчитывают по формуле:

$$Q_{н.в} = F_{н.в} \frac{1}{R_{н.в}} \left(t_{н.ср} + \rho_n \frac{I_{ср}}{\alpha_n} - t_{в} \right), \quad (4.11)$$

где: $F_{н.в}$ – площадь наружного вертикального ограждения, м²;
 $R_{н.в}$ – сопротивление теплопередаче наружного ограждения, м²·°C/Вт;
 $t_{н.ср}$ – расчётное среднесуточное значение температуры наружного воздуха, °C;
 ρ_n – коэффициент поглощения солнечной радиации наружной поверхностью ограждающей конструкции, принимаемый по прил.6* КМК 2.01.04-97*;
 $I_{ср}$ – среднесуточное значение суммарной солнечной радиации (прямой и рассеянной), Вт/м², принимаемое по табл.4.6 в зависимости от ориентации ограждения;
 α_n – то же, что в формуле (4.5).

Величину $t_{н.ср}$ определяют по формуле:

$$t_{н.ср} = t_{н.б} - 0,25 \cdot A_n, \quad (4.12)$$

где $t_{н.б}$, A_n – то же, что в формуле (4.8).

Таблица 4.6

Среднесуточные $I_{ср}$ и $I_{ср.г}$, и максимальное суточное, $I_{max.г}$, значения суммарной солнечной радиации, Вт/м², поступающей в июле при безоблачном небе

Географическая широта, °С.Ш.	Среднесуточная суммарная солнечная радиация, $I_{ср}$, поступающая на вертикальную поверхность, ориентированную на					Среднесуточная суммарная солнечная радиация, $I_{ср.г}$, поступающая на горизонтальную поверхность	Максимальная суточная суммарная солнечная радиация, $I_{max.г}$, поступающая на горизонтальную поверхность
	С	СВ и СЗ	В и З	ЮВ и ЮЗ	Ю		
38	71,1	120,4	162,7	140,3	101,2	333,8	942
41	70,9	122,1	172,1	151,2	114,4	333,2	922
44	70,4	123,3	178,6	161,2	128,3	330,3	894

Тепловой поток Q_n , Вт, через перекрытие верхнего этажа здания определяют:

а) при тепловой инерции перекрытия верхнего этажа $D < 4$ с учётом расчётного часа суток:

$$Q_n = F_n \frac{1}{R_n} (t_{n,n} - t_b) + F_n \cdot \alpha_b \frac{A_{t_{\text{тнн}}}}{v_n} \beta_n, \quad (4.13)$$

где: F_n , R_n – площадь, m^2 , и термическое сопротивление, $m^2 \cdot ^\circ C / \text{Вт}$, чердачного перекрытия или перекрытия между воздухом вентилируемой прослойки (осушающих вентканалов) бесчердачного перекрытия и помещением;

$t_{\text{тнн}}$ – расчётная среднесуточная температура воздуха в чердачном пространстве или в вентилируемой прослойке (каналов), $^\circ C$;

$A_{t_{\text{тнн}}}$ – амплитуда колебаний температуры воздуха чердака или в вентилируемой прослойке, $^\circ C$, рассчитываемая по формуле (4.17);

v_n – величина затухания колебаний температуры $A_{t_{\text{тнн}}}$, определяемая проектом в соответствии с КМК 2.01.04-97*, п. 3.4;

β_n – коэффициент снижения для рассматриваемого часа теплового потока через перекрытие от максимального значения, принимаемый по табл.4.7;

α_b – то же, что в формуле (4.5).

Таблица 4.7

Значение коэффициента β_n для расчёта теплового потока через перекрытия верхнего этажа

Тепловая инерция чердачного покрытия или перекрытия под вентилируемой прослойкой (осушающими каналами)	Расчётный час суток													
	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18	18-19	19-20	20-21	21-22
1,5	-0,64	-0,42	-0,17	0,09	0,35	0,58	0,77	0,91	0,99	1,00	0,94	0,82	0,64	0,42
2	-0,87	-0,71	-0,5	-0,26	0	0,26	0,5	0,71	0,87	0,97	1,00	0,97	0,87	0,71
3	-0,98	-1,00	-0,94	-0,82	-0,65	-0,43	-0,18	0,08	0,33	0,57	0,76	0,90	0,98	1,00
4	-0,63	-0,81	-0,93	-0,99	-0,99	-0,91	-0,78	-0,59	-0,36	-0,10	0,16	0,41	0,63	0,81

б) при тепловой инерции перекрытия верхнего этажа $D_n \geq 4$ величину Q_n определяют по формуле:

$$Q_n = F_n \frac{1}{R_n} (t_{\text{тнн}} - t_b) \quad (4.14)$$

Расчётную среднесуточную температуру воздуха над перекрытием $t_{\text{нп}}$ рассчитывают по формуле:

$$t_{\text{нп}} = \frac{\frac{F_{\text{к}}}{R_{\text{к}}} \left(t_{\text{н.ср}} + \frac{F_{\text{п}} \rho_{\text{к}} \cdot I_{\text{ср.г}}}{F_{\text{к}} \alpha_{\text{п}}} \right) + \frac{F_{\text{п}}}{R_{\text{п}}} t_{\text{в}} + c \cdot L_{\text{у}} \cdot t_{\text{н.ср}}}{\frac{F_{\text{к}}}{R_{\text{к}}} + \frac{F_{\text{п}}}{R_{\text{п}}} + c \cdot L_{\text{у}}}, \quad (4.15)$$

где: $F_{\text{к}}$, $R_{\text{к}}$ – площадь, м^2 , и термическое сопротивление, $\text{м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$, кровельного покрытия;

$t_{\text{н.ср}}$ – то же, что в формуле (4.11);

$\rho_{\text{к}}$ – коэффициент поглощения солнечной радиации поверхностью кровли, принимаемый прил.6* КМК 2.01.04*97*;

$I_{\text{ср.г}}$ – среднесуточное значение суммарной солнечной радиации, $\text{Вт}/\text{м}^2$, на горизонтальную поверхность, принимаемое по табл. 4.6;

$L_{\text{у}}$ – расход наружного воздуха через чердак или вентилируемую прослойку (каналы) от воздействия ветра, $\text{м}^3/\text{с}$;

c – теплоёмкость воздуха, $c=1200 \text{ Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{°C})$.

Величину $L_{\text{у}}$, $\text{м}^3/\text{с}$, определяют по формуле:

$$L_{\text{у}} = F_{\text{отв}} \cdot w_{\text{Б}} \sqrt{\frac{(0,301 + 0,014 \cdot h)}{\xi_{\text{отв}}}}, \quad (4.16)$$

где: $F_{\text{отв}}$ – сумма площадей вентиляционных отверстий на одной наиболее длинной стороне здания, м^2 ;

$w_{\text{Б}}$ – скорость ветра по параметрам Б для теплого периода года, $\text{м}/\text{с}$, принимаемая по КМК 2.01.01-94, табл. 4;

h – высота расположения вентиляционных отверстий над землёй, м ;

$\xi_{\text{отв}}$ – коэффициент местного сопротивления вентиляционного отверстия в наружной стене, принимаемый по табл.4.8.

Таблица 4.8

Значение коэффициента $\xi_{\text{отв}}$ в зависимости от диаметра вентиляционного отверстия d_0 и толщины наружного ограждения δ

δ/d_0	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,4	$\geq 1,7$
$\xi_{\text{отв}}$	2,85	2,72	2,6	2,34	1,95	1,76	1,63	1,6

Примечание. Для прямоугольного отверстия шириной b и высотой a следует принимать: $d_0=2 \cdot b \cdot a/(b+a)$.

Амплитуду колебания температуры воздуха в чердачном пространстве или в вентилируемой прослойке (каналах) $A_{\text{тнп}}$ рассчитывают по формуле:

$$A_{\text{тнп}} = (I_{\text{max.г}} - I_{\text{cp.г}}) \frac{F_{\text{п}} \cdot \rho_{\text{к}}}{R_{\text{к}} \cdot \alpha_{\text{н}} \left(\frac{F_{\text{к}}}{R_{\text{к}}} + \frac{F_{\text{п}}}{R_{\text{п}}^{\text{тр}}} + c \cdot L_{\text{у}} \right)}, \quad (4.17)$$

где $I_{\text{max.г}}$ – максимальное значение суммарной солнечной радиации, Вт/м², на горизонтальную поверхность в июле, принимаемое по табл. 4.6.

4.39. Расчётные выделения теплоты в общественном здании от оборудования и людей $Q_{\text{мс}}$, Вт, определяют по формуле:

$$Q_{\text{мс}} = \frac{(Q_{\text{о.т}} + q_{\text{л}} \cdot N_{\text{л}}) \cdot n_{\text{w}}}{168}, \text{ Вт}, \quad (4.18)$$

где: $Q_{\text{о.т}}$ – тепловыделения от оборудования и оргтехники, Вт;
 $q_{\text{л}}$ – величина тепловыделений от одного человека, принимаемая в зависимости от физической нагрузки по табл.4.9, Вт/чел;
 $N_{\text{л}}$ – число людей, находящихся в помещении, чел;
 n_{w} – расчётное число часов работы общественного здания в течение недели.

Таблица 4.9

Количество явного тепла $q_{\text{л}}$, Вт/чел, выделяемое людьми в зависимости от физической нагрузки и температуры помещения

Количество выделяемого тепла, $q_{\text{л}}$, Вт/чел	Температура воздуха в помещении, С°			
	20	25	30	35
	В состоянии покоя			
Мужчины	87	58	41	12
Женщины	74	49	35	10
Дети	65	44	31	9
	При лёгкой работе			
Мужчины	99	64	41	6
Женщины	84	54	35	5
Дети	74	48	31	5

4.40. Расход холода на охлаждение подаваемого в расчётный час суток z_{pac} в целях вентиляции наружного воздуха Q_{ac} , Вт, следует определять по формуле:

$$Q_{\text{ac}} = \frac{c \cdot L_{\text{ext}} \cdot (t_{\text{н.з}} - t_{\text{в}})}{3600}, \quad (4.19)$$

где: c – то же, что в формуле (4.15);

L_{ext} – минимальный расход наружного воздуха, который необходимо подать в здание за счёт естественного проветривания или при работе вентиляционных систем, $\text{м}^3/\text{ч}$, принимают по прил.17 КМК 2.04.05-97*;

$t_{\text{н.з}}$ – температура наружного воздуха в рассматриваемый час суток, $^{\circ}\text{C}$, определяемая по формуле (4.8).

4.41. Расчёт завершают определением удельного расхода холода на кондиционирование здания при расчётных наружных параметрах:

$$q_x = \frac{Q_x}{A_F} \text{ Вт/м}^2, \quad (4.20)$$

где A_F – общая площадь здания, м^2 .

Примеры расчётов

Пример 7

Задача расчёта

Определить требуемую холодопроизводительность систем кондиционирования проектируемого трехэтажного административного здания в г.Ташкенте. Кондиционирование в тёплый период года осуществляют путём установки в помещениях рециркуляционных воздухоохладителей с организацией воздухообмена вентиляцией с естественным притоком и удалением воздуха через фрамуги окон и каналы вытяжных систем. Холодоснабжение обеспечивают центральной холодильной станцией.

Исходные данные

Здание предназначено для работы 100 человек. Число часов работы общественного здания в течение недели 45 часов. Общая площадь здания $A_F=1512 \text{ м}^2$, в том числе 1200 м^2 занимают кабинеты, оборудованные оргтехникой. Габариты здания $36 \times 14 \text{ м}$. Высота этажа $3,5 \text{ м}$. Общая высота

здания до верха чердачного перекрытия 12 м. Один из продольных фасадов здания имеет южную ориентацию. В здании предусматривается установка пластмассовых окон высотой 2,2м и шириной 1,5м с однокамерными стеклопакетами. Южный фасад здания будет оборудован солнцезащитными устройствами в виде козырьков с вылетом 0,9м, размещёнными на высоте 0,2м над оконным проёмом. Наружные стены здания покрыты цементной штукатуркой кремового цвета. Площадь световых проёмов южного и северного фасадов составляет $F_{c.n}^{Ю} = F_{c.n}^C = 119 \text{ м}^2$; восточного и западного – $F_{c.n}^B = F_{c.n}^3 = 9,9 \text{ м}^2$. На каждом фасаде предусматриваются наружные двери габаритами 1,5x2,5 м. Здание оборудуется холодным чердаком; площадь перекрытия $F_{п}=504 \text{ м}^2$; тепловая инерция перекрытия третьего этажа – $D=3,02$; величина затухания колебаний температуры в перекрытии - $v_{п}=27,4$; площадь кровли – 554 м^2 ; в каждом продольном фасаде чердака на высоте $h=12 \text{ м}$ устраиваются по 18 вентиляционных отверстий сечением 0,38x0,25 м; толщина стен чердака – 0,4 м.

Расчётная средняя температура внутреннего воздуха в тёплый период года – $t_{в}= 26 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Географическая широта пункта строительства – 41°СШ . Здание проектируется по второму уровню теплозащиты в соответствии с КМК 2.01.04-97*:

- сопротивление теплопередаче наружных стен $R_{н.о}=1,6 \text{ м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$;
- сопротивление теплопередаче чердачного перекрытия $R_{п}=1,8 \text{ м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$;
- сопротивление теплопередаче кровли из асбоцементных листов (волнистый шифер) $R_{к}= 0,18 \text{ м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$.

Тепловыделения от оборудования и оргтехники $Q_{о.т}=15000 \text{ Вт}$.

Порядок расчёта

Расчётную температуру наружного воздуха для проектирования систем кондиционирования (п.2.14* КМК 2.04.05-97*) принимают по табл.4 КМК 2.01.01-94 по параметрам Б для тёплого периода года $t_{н.Б}$:

$$t_{н.Б} = 37,5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Среднюю суточную амплитуду наружной температуры в июле принимают по в табл.2 КМК 2.01.01-94:

$$A_{н} = 16,8 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

По формуле (4.12) определяют расчётное среднесуточное значение температуры наружного воздуха;

$$t_{н.ср} = t_{н.Б} - 0,25 \cdot A_{н} = 37,5 - 0,25 \cdot 16,8 = 33,3 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Расчёты суммарных теплопоступлений для различных часов суток показали, что для здания в целом расчётным является час "14-15" (в это

время в здание вносится максимальное количество теплоты). Пример расчёта представлен для данного часа.

Принимают:

– среднее численное значение часа с максимальной наружной температурой – $z_{\max} = 14,5$ час (см. п.4.3);

– среднее численное значение часа, для которого проводится данный расчёт – $z_{\text{рас}} = (14+15)/2 = 14,5$ час.

Температуру наружного воздуха в рассматриваемый час суток определяют по формуле (4.8):

$$t_{n,z} = t_{n,Б} - 0,25 \cdot A_n \cdot \{1 - 2 \cdot \text{Cos}[15 \cdot (z_{\text{рас}} - z_{\max})]\} =$$

$$= 37,5 - 0,25 \cdot 16,8 \cdot \{1 - 2 \cdot \text{Cos}[15 \cdot (14,5 - 14,5)]\} = 41,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Определение суммарного потока теплоты через световые проёмы фасада южной ориентации

По табл. 4.1 определяют плотность потока поступающей на светопроём фасада южной ориентации прямой и рассеянной солнечной радиации:

$$q_d = 162 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_p = 107 \text{ Вт/м}^2.$$

Коэффициент, учитывающий затенение световых проёмов переплётными в соответствии с табл.4.2 равен: $K_1 = 0,90$.

Коэффициент пропускания солнечной радиации остеклённой частью заполнения светопроёма и сопротивление теплопередаче в соответствии с табл.4.3 равны: $K_2 = 0,72$; $R_{\text{ст}} = 0,15$.

Солнцезащитный козырёк, как показывают графические построения, полностью затеняет световой проём в расчётный час ($n=100\%$). В соответствии с табл.4.4 принимают коэффициент теплопропускания наружного солнцезащитного устройства: $K_3 = 0,22$.

Определяют поток теплоты за счёт проникания солнечной радиации, $Q_{\text{с.п.с}}$ по формуле (4.4) с учётом площади световых проёмов западного фасада $F_{\text{с.п}}^{\text{Ю}} = 119 \text{ м}^2$:

$$Q_{\text{с.п.с}}^{\text{Ю}} = F_{\text{с.п}}^{\text{Ю}} (q_d + q_p) K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 = 119(162+107)0,9 \cdot 0,72 \cdot 0,22 = 4563 \text{ Вт};$$

Определяют расчётную скорость ветра для г.Ташкента, равную минимальной из средних скоростей ветра по румбам за июль, повторяемость которых составляет 16 % и более, принимаемую согласно КМК 2.01.01-94, но не менее 1 м/с: $v = 1,4 \text{ м/с}$.

Вычисляют коэффициент теплоотдачи наружной поверхности заполнения светопроёма в соответствии с п.3.6 КМК 2.01.04-97*:

$$\alpha_n = 1,16(5 + 10\sqrt{v}) = 1,16(5 + 10\sqrt{1,4}) = 19,53, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}).$$

Коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности заполнения светопроёма определяют по табл.5* КМК 2.01.04-97*: $\alpha_b = 8,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$.

Для южного фасада определяют плотность теплового потока q_m , выделяющегося в толще заполнения светопроёма от поглощённой солнечной радиации:

$$q_m = (q_l + q_p)K_3(1 - K_1 \cdot K_2) = (162 + 107) \cdot 0,22 \cdot (1 - 0,9 \cdot 0,72) = 20,83 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Так как на южном фасаде в качестве СЗУ применён козырёк, расчётную температуру наружного воздуха, омывающего наружную поверхность заполнения светопроёма, принимают $t_{н.сп} = t_{н.з} = 41,7^\circ\text{С}$.

Рассчитывают поток теплоты через заполнение светопроёмов за счёт разности температур наружного и внутреннего воздуха по формуле (4.5):

$$Q_{с.п.т.}^{Ю} = F_{сп} \frac{t_{н.сп} - t_b + q_m \left(0,5 \cdot R_{сп} + \frac{1}{\alpha_n} \right)}{R_{сп} + \frac{1}{\alpha_n} + \frac{1}{\alpha_b}} =$$

$$= 119 \frac{41,7 - 26 + 20,83 \left(0,5 \cdot 0,15 + \frac{1}{19,53} \right)}{0,15 + \frac{1}{19,53} + \frac{1}{8,0}} = 6686, \text{ Вт}.$$

Определяют суммарный тепловой поток, поступающий в расчётный час через световые проёмы фасада южной ориентации:

$$Q_{с.п.}^{Ю} = Q_{с.п.с.}^{Ю} + Q_{с.п.т.}^{Ю} = 4563 + 6686 = 11249 \text{ Вт}.$$

Определение потока теплоты через непрозрачные ограждения фасада южной ориентации

Коэффициент поглощения солнечной радиации поверхностью наружных стен принимают по прил.6* КМК 2.01.04-97*: $\rho_{н.о} = 0,4$ (цементная штукатурка кремового цвета).

Определяют площадь наружных стен южного фасада за вычетом площади световых проёмов и двери:

$$F_{н.с.}^{Ю} = 36 \times 12 - F_{сп}^{Ю} - 1,5 \times 2,5 = 432 - 119 - 3,75 = 309,25 \text{ м}^2.$$

По табл. 4.6 определяют среднесуточное значение суммарной солнечной радиации, поступающей на вертикальную поверхность южной ориентации: $I_{сп}^{Ю} = 114,4 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Рассчитывают тепловой поток через наружную стену южного фасада по формуле (4.11):

$$Q_{н.с}^{Ю} = F_{н.с}^{Ю} \frac{1}{R_{н.с}} \left(t_{н.сп} + \rho_{н.о} \frac{I_{сп}^{Ю}}{\alpha_n} - t_b \right) =$$

$$= 309,25 \frac{1}{1,6} \left(33,3 + 0,4 \frac{114,4}{19,53} - 26 \right) = 1864 \text{ Вт.}$$

Тепловой поток через наружную дверь южного фасада при термическом сопротивлении наружной двери $R_{дв} = 0,25 \text{ Вт/м}^2$ равен:

$$Q_{н.д}^{Ю} = 1,5 \cdot 2,5 \frac{1}{0,25} \left(33,3 + 0,3 \frac{114,4}{19,53} - 26 \right) = 136 \text{ Вт.}$$

Определяют суммарный тепловой поток, поступающий в расчётный час через наружные ограждения фасада южной ориентации:

$$Q_{но}^{Ю} = Q_{с.п}^{Ю} + Q_{н.с}^{Ю} + Q_{н.д}^{Ю} =$$

$$= 11249 + 1864 + 136 = 13249 \text{ Вт.}$$

Определение теплопоступлений через ограждения остальных фасадов здания

Проводят аналогичные расчёты для остальных фасадов:

Для западного:

$$q_{л} = 446 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_{р} = 134 \text{ Вт/м}^2;$$

$$K_1 = 0,90;$$

$$K_2 = 0,72;$$

$$K_3 = 1,0;$$

$$Q_{с.п.с}^3 = F_{с.п}^3 (q_{л} + q_{р}) K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 = 9,9(446 + 134)0,9 \cdot 0,72 \cdot 1,0 = 3721 \text{ Вт};$$

$$q_m = (q_{л} + q_{р}) K_3 (1 - K_1 \cdot K_2) = (446 + 134)1,0(1 - 0,9 \cdot 0,72) = 204,16 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

$$R_{с.п} = 0,15 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

$$Q_{с.п.т}^3 = 9,9 \frac{41,7 - 26 + 204,16 \left(0,5 \cdot 0,15 + \frac{1}{19,53} \right)}{0,15 + \frac{1}{19,53} + \frac{1}{8,0}} = 1258 \text{ Вт.}$$

$$Q_{с.п}^3 = Q_{с.п.с}^3 + Q_{с.п.т}^3 = 3721 + 1258 = 4979 \text{ Вт.}$$

$$F_{н.с}^3 = 14 \times 12 - F_{с.п}^3 - 1,5 \times 2,5 = 168 - 9,9 - 3,75 = 154,4 \text{ м}^2;$$

$$I_{сп}^3 = 172,1 \text{ Вт/м}^2;$$

$$Q_{н.с}^3 = 154,4 \frac{1}{1,6} \left(33,3 + 0,4 \frac{172,1}{19,53} - 26 \right) = 1044 \text{ Вт.}$$

$$Q_{н.д}^3 = 1,5 \cdot 2,5 \frac{1}{0,25} \left(33,3 + 0,3 \frac{172,1}{19,53} - 26 \right) = 149 \text{ Вт.}$$

$$Q_{н.о}^3 = Q_{с.п}^3 + Q_{н.с}^3 + Q_{н.д}^3 = 4979 + 1044 + 149 = 6172 \text{ Вт.}$$

Для северного:

$$q_{л} = 0 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_{р} = 86 \text{ Вт/м}^2;$$

$$K_1 = 0,90;$$

$$K_2 = 0,72;$$

$$K_3 = 1;$$

$$Q_{с.п.с}^c = F_{с.п}^c (q_{л} + q_{р}) K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 = 119(0 + 86)0,9 \cdot 0,72 \cdot 1 = 6632 \text{ Вт};$$

$$q_{м} = (q_{л} + q_{р}) K_3 (1 - K_1 \cdot K_2) = (0 + 86)1(1 - 0,9 \cdot 0,72) = 30,27 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

$$R_{с.п} = 0,15 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

$$Q_{с.п.т}^c = 119 \frac{41,7 - 26 + 30,27 \left(0,5 \cdot 0,15 + \frac{1}{19,53} \right)}{0,15 + \frac{1}{19,53} + \frac{1}{8,0}} = 7121, \text{ Вт.}$$

$$Q_{с.п}^c = Q_{с.п.с}^c + Q_{с.п.т}^c = 6632 + 7121 = 13753 \text{ Вт.}$$

$$F_{н.с}^c = 36 \times 12 - F_{с.п}^c - 1,5 \times 2,5 = 432 - 119 - 3,75 = 309,25 \text{ м}^2;$$

$$I_{ср}^c = 70,9 \text{ Вт/м}^2;$$

$$Q_{н.с}^c = 309,25 \frac{1}{1,6} \left(33,3 + 0,4 \frac{70,9}{19,53} - 26 \right) = 1692 \text{ Вт.}$$

$$Q_{н.д}^c = 1,5 \cdot 2,5 \frac{1}{0,25} \left(33,3 + 0,3 \frac{70,9}{19,53} - 26 \right) = 126 \text{ Вт.}$$

$$Q_{н.о}^c = Q_{с.п}^c + Q_{н.с}^c + Q_{н.д}^c = 13753 + 1692 + 126 = 15571 \text{ Вт.}$$

Для восточного:

$$q_{л} = 0 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_{р} = 81 \text{ Вт/м}^2;$$

$$K_1 = 0,90;$$

$$K_2 = 0,72;$$

$$K_3 = 1;$$

$$Q_{с.п.с}^B = F_{с.п}^B (q_{л} + q_{р}) K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 = 9,9(0 + 81)0,9 \cdot 0,72 \cdot 1 = 520 \text{ Вт};$$

$$q_{м} = (q_{л} + q_{р}) K_3 (1 - K_1 \cdot K_2) = (0 + 81)1(1 - 0,9 \cdot 0,72) = 28,51 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

$$R_{\text{ст}} = 0,15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

$$Q_{\text{ст.т}}^{\text{в}} = 9,9 \frac{41,7 - 26 + 28,51 \left(0,5 \cdot 0,15 + \frac{1}{19,53} \right)}{0,15 + \frac{1}{19,53} + \frac{1}{8,0}} = 586 \text{ Вт.}$$

$$Q_{\text{ст.п}}^{\text{в}} = Q_{\text{ст.п.с}}^{\text{в}} + Q_{\text{ст.п.т}}^{\text{в}} = 520 + 586 = 1106 \text{ Вт.}$$

$$F_{\text{н.с}}^{\text{в}} = 168 - 9,9 - 3,75 = 154,35 \text{ м}^2;$$

$$I_{\text{сп}}^{\text{в}} = 172,1 \text{ Вт}/\text{м}^2;$$

$$Q_{\text{н.с}}^{\text{в}} = 154,35 \frac{1}{1,6} \left(33,3 + 0,4 \frac{172,1}{19,53} - 26 \right) = 1044 \text{ Вт.}$$

$$Q_{\text{н.д}}^{\text{в}} = 1,5 \cdot 2,5 \frac{1}{0,25} \left(33,3 + 0,3 \frac{172,1}{19,53} - 26 \right) = 149 \text{ Вт.}$$

$$Q_{\text{н.о}}^{\text{в}} = Q_{\text{ст.п}}^{\text{в}} + Q_{\text{н.с}}^{\text{в}} + Q_{\text{н.д}}^{\text{в}} = 1106 + 1044 + 149 = 2299 \text{ Вт.}$$

Определение потока теплоты через перекрытие верхнего этажа

Определяют площадь перекрытия третьего этажа:

$$F_{\text{п}} = 36 \cdot 14 = 504 \text{ м}^2.$$

Определяют суммарную площадь вентиляционных отверстий одного из фасадов:

$$F_{\text{отв}} = 18 \cdot a \cdot b = 18 \cdot 0,38 \cdot 0,25 = 1,71 \text{ м}^2.$$

По табл. 4.8 при соответствующих значениях d_0 и δ/d_0 определяют значение коэффициента $\xi_{\text{отв}}$ вентиляционных отверстий:

$$d_0 = \frac{2 \cdot b \cdot a}{b + a} = \frac{2 \cdot 0,38 \cdot 0,25}{0,38 + 0,25} = 0,3; \quad \frac{\delta}{d_0} = \frac{0,4}{0,3} = 1,33; \quad \xi_{\text{отв}} = 1,65.$$

Определяют расход наружного воздуха через чердак от воздействия ветра по формуле (4.16):

$$L_{\text{в}} = F_{\text{отв}} \cdot w_{\text{в}} \sqrt{\frac{(0,301 + 0,014 \cdot h)}{\xi_{\text{отв}}}} = 1,71 \cdot 1,4 \sqrt{\frac{(0,301 + 0,014 \cdot 12)}{1,65}} = 1,42 \text{ м}^3/\text{с.}$$

По прил.6* КМК 2.01.04-97* определяют коэффициент поглощения солнечной радиации поверхностью кровли: $\rho_{\text{к}} = 0,65$.

Принимают значения среднесуточной $I_{\text{ср.г}}$ и максимальной $I_{\text{max.г}}$ суммарной солнечной радиации, поступающей на горизонтальную поверхность по табл. 4.6:

$$I_{\text{ср.г}}=333,2 \text{ Вт/м}^2;$$

$$I_{\text{max.г}}=922 \text{ Вт/м}^2.$$

Определяют среднесуточную температуру воздуха в чердачном пространстве по формуле (4.15):

$$t_{\text{нп}} = \frac{\frac{F_{\text{к}}}{R_{\text{к}}} \left(t_{\text{н.ср}} + \frac{F_{\text{п}} \rho_{\text{к}} \cdot I_{\text{ср.г}}}{F_{\text{к}} \alpha_{\text{н}}} \right) + \frac{F_{\text{п}}}{R_{\text{п}}} t_{\text{в}} + c \cdot L_{\text{у}} \cdot t_{\text{н.ср}}}{\frac{F_{\text{к}}}{R_{\text{к}}} + \frac{F_{\text{п}}}{R_{\text{п}}} + c \cdot L_{\text{у}}} =$$

$$= \frac{\frac{554}{0,18} \left(33,3 + \frac{504}{554} \cdot \frac{0,65 \cdot 333,2}{19,53} \right) + \frac{504}{1,8} 26 + 1200 \cdot 1,42 \cdot 33,3}{\frac{554}{0,18} + \frac{504}{1,8} + 1200 \cdot 1,42} = 39,0 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Амплитуду колебаний температуры воздуха чердака рассчитывают по формуле (4.15):

$$A_{t_{\text{нп}}} = (I_{\text{max.г}} - I_{\text{ср.г}}) \frac{F_{\text{п}} \cdot \rho_{\text{к}}}{R_{\text{к}} \cdot \alpha_{\text{н}} \left(\frac{F_{\text{к}}}{R_{\text{к}}} + \frac{F_{\text{п}}}{R_{\text{п}}} + c \cdot L_{\text{у}} \right)} =$$

$$= (922 - 333,2) \frac{504 \cdot 0,65}{0,18 \cdot 19,53 \left(\frac{554}{0,18} + \frac{504}{1,8} + 1200 \cdot 1,42 \right)} = 10,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Определяют значение коэффициента $\beta_{\text{п}}$ для расчётного часа суток (14,5) по табл. 4.7 с учётом интерполяции при $D_{\text{п}}=2,75$:

$$\beta_{\text{п}} = 0,06.$$

Коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности перекрытия к воздуху помещения определяют по табл. 5* КМК 2.01.04-97*:

$$\alpha_{\text{в}} = 8,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C)}.$$

Рассчитывают тепловой поток через перекрытие третьего этажа по формуле (4.13):

$$Q_{\Pi} = F_{\Pi} \frac{1}{R_{\Pi}} (t_{\text{н.п}} - t_{\text{в}}) + F_{\Pi} \cdot \alpha_{\text{в}} \frac{A_{\text{т.п.п}}}{V_{\Pi}} \beta_{\Pi} =$$

$$= 504 \frac{1}{1,8} (39,0 - 26) + 504 \cdot 8,7 \frac{10,8}{27,4} 0,06 = 3744 \text{ Вт}$$

Определение суммарного теплового потока через все наружные ограждения здания

Поступление теплоты через наружные ограждающие конструкции определяют по формуле :

$$Q_{\text{сч}} = Q_{\text{н.о}}^{\text{Ю}} + Q_{\text{н.о}}^{\text{З}} + Q_{\text{н.о}}^{\text{С}} + Q_{\text{н.о}}^{\text{В}} + Q_{\Pi} =$$

$$= 13249 + 6172 + 15571 + 2299 + 3744 = 41035 \text{ Вт.}$$

Определение выделений теплоты в здание от оборудования и людей

Тепловыделения от оборудования и оргтехники, согласно исходным данным составляют: $Q_{\text{о.т}} = 15000 \text{ Вт}$.

Количество тепла, выделяемого одним сотрудником принимают как среднее для мужчин и женщин при лёгкой работе в соответствии с табл.4.9:

$$q_{\text{л}} = (64 + 54) / 2 = 59 \text{ Вт/чел.}$$

Расчётные выделения теплоты в общественном здании от оборудования и людей вычисляют по формуле (4.18):

$$Q_{\text{мс}} = \frac{(Q_{\text{о.т}} + q_{\text{л}} \cdot N_{\text{л}}) \cdot n_{\text{в}}}{168} =$$

$$= \frac{(15000 + 59 \cdot 100) \cdot 45}{168} = 5598 \text{ Вт.}$$

Определение расхода холода на охлаждение вентиляционного воздуха

Находят расход наружного воздуха в соответствии с требованиями табл.36 КМК 2.08.02-09*:

$$L_{\text{ext}} = 100 \text{ чел} \cdot 60 \text{ м}^3/(\text{ч} \cdot \text{чел}) = 6000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Расход холода на охлаждение поступающего в здание в режиме естественной вентиляции наружного воздуха Q_{ac} , Вт, определяют по формуле (4.19):

$$Q_{\text{ac}} = \frac{c \cdot L_{\text{ext}} \cdot (t_{\text{н.з}} - t_{\text{р}})}{3,6} = \\ = \frac{1,2 \cdot 6000 \cdot (41,7 - 26)}{3,6} = 31400 \text{ Вт}.$$

Определяют требуемую холодопроизводительность охлаждающих устройств в расчётный час для здания в целом:

$$Q_{\text{к}} = Q_{\text{sc}} + Q_{\text{mc}} + Q_{\text{ac}} = \\ = 41035 + 5598 + 31400 = 78033 \text{ Вт}$$

В завершении расчёта вычисляют удельный расход холода на кондиционирование здания по формуле (4.20):

$$q_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{к}}}{A_{\text{F}}} = \frac{78033}{1512} = 51,6 \text{ Вт/м}^2.$$

Пример 8

Задача расчёта

Определить требуемую холодопроизводительность рециркуляционного воздухоохладителя для рабочего кабинета административного здания в г.Намангане.

Исходные данные

Помещение, для которого выполняется расчёт, расположено на промежуточном этаже, имеет одну наружную оштукатуренную стену кремового цвета, длиной 6м ориентированную на юго-запад. В наружной стене расположены два окна с двойным остеклением размером 1,5x2,2 м. Окна оборудованы наружными солнцезащитными устройствами в виде горизонтальных жалюзи с пластинами белого цвета, расположенными под углом 45° к стеклу. Высота помещения – 3,5м. Помещение рассчитано на пребывание четырёх человек. В нём установлено четыре компьютера общей мощностью 1200 Вт.

Расчётная средняя температура внутреннего воздуха в тёплый период года – $t_{\text{в}} = 26$ °С. Географическая широта пункта строительства – 41°СШ.

Сопротивление теплопередаче наружных стен $R_{н.о}=1,5 \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$;

Порядок расчёта

Расчётную температуру наружного воздуха принимают по табл.4 КМК 2.01.01-94 по параметрам Б для тёплого периода: $t_{н.Б}=35,7 \text{ °C}$.

Среднюю суточную амплитуду наружной температуры в июле определяют по табл.2 КМК 2.01.01-94:

$$A_n = 14,6 \text{ °C}.$$

По формуле (4.12) находят расчётное среднесуточное значение температуры наружного воздуха;

$$t_{н.ср} = t_{н.Б} - 0,25 \cdot A_n = 35,7 - 0,25 \cdot 14,6 = 32,1 \text{ °C}.$$

Расчёты суммарных теплопоступлений в данное помещение для различных часов суток показали, что максимум наступает в 15-16 часов. Пример расчёта представлен именно для данного часа, являющегося расчётным.

Определение теплопоступлений через наружное ограждение

Принимают:

– среднее численное значение часа с максимальной наружной температурой – $z_{\max}=14,5$ час (см. п.4.3);

– среднее численное значение рассчитываемого часа – $z_{\text{рас}}=(15+16)/2=15,5$ час.

Температура наружного воздуха в рассматриваемый час суток по формуле (4.8) составит:

$$\begin{aligned} t_{н.z} &= t_{н.Б} - 0,25 \cdot A_n \cdot \{1 - 2 \cdot \text{Cos}[15 \cdot (z_{\text{рас}} - z_{\max})]\} = \\ &= 35,7 - 0,25 \cdot 14,6 \cdot \{1 - 2 \cdot \text{Cos}[15 \cdot (15,5 - 14,5)]\} = 39,1 \text{ °C}. \end{aligned}$$

Определяют расчётную скорость ветра для г.Намангана, равную минимальной из средних скоростей ветра по румбам за июль, повторяемость которых составляет 16 % и более, принимаемую согласно КМК 2.01.01-94: $v=1,9$ м/с.

Вычисляют коэффициент теплоотдачи наружной поверхности заполнения светопроёма в соответствии с п.3.6 КМК 2.01.04-97*:

$$\alpha_n = 1,16(5 + 10\sqrt{v}) = 1,16(5 + 10\sqrt{1,9}) = 21,79, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности заполнения светопроёма определяют по табл.5* КМК 2.01.04-97*: $\alpha_{в}=8,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$.

В соответствии с табл.4.4 принимают коэффициент теплопропускания наружного солнцезащитного устройства: $K_3 = 0,2$.

Рассчитывают теплоступления через световые проёмы:

$$q_{л} = 442 \text{ Вт/м}^2 \text{ (см.табл.4.1);}$$

$$q_{р} = 146 \text{ Вт/м}^2 \text{ (см.табл.4.1);}$$

$$K_1 = 0,90 \text{ (см.табл.4.2);}$$

$$K_2 = 0,72 \text{ (см.табл.4.3);}$$

$$Q_{с.п.с} = F_{с.п} (q_{л} + q_{р}) K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 = 1,5 \cdot 2,2 \cdot 2 (442 + 146) \cdot 0,9 \cdot 0,72 \cdot 0,2 = 503 \text{ Вт}$$

(см.ф.4.4);

$$q_{м} = (q_{л} + q_{р}) K_3 (1 - K_1 \cdot K_2) = (442 + 146) \cdot 0,2 \cdot (1 - 0,9 \cdot 0,72) = 41,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$$

(см.ф.4.9).

$$R_{с.п} = 0,15 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)} \text{ (см.табл.4.3).}$$

В связи с наличием на световых проёмах жалюзи определяют расчётную температуру наружного воздуха, омывающего наружную поверхность заполнения светопроёма по формуле (4.7), учитывая, что в соответствии с табл.4.5 $\rho_{сз} = 0,3$:

$$t_{н.сп} = t_{н.з} + \frac{\rho_{сз} \cdot (q_{л} + q_{р}) \cdot (1 - K_3)}{4 \cdot \alpha_{н}} =$$

$$= 39,1 + \frac{0,3 \cdot (442 + 146) \cdot (1 - 0,2)}{4 \cdot 21,79} = 40,7 \text{ °C}$$

Рассчитывают поток теплоты за счёт разности температур через светопроёмы по формуле (4.5):

$$Q_{с.п.г} = F_{с.п} \frac{t_{н.сп} - t_{в} + q_{м} \left(0,5 \cdot R_{с.п} + \frac{1}{\alpha_{н}} \right)}{R_{с.п} + \frac{1}{\alpha_{н}} + \frac{1}{\alpha_{в}}} =$$

$$= 6,6 \frac{40,7 - 26 + 41,4 \left(0,5 \cdot 0,15 + \frac{1}{21,79} \right)}{0,15 + \frac{1}{21,79} + \frac{1}{8,0}} = 405 \text{ Вт,}$$

и суммарные теплоступления через светопроёмы:

$$Q_{с.п} = Q_{с.п.с} + Q_{с.п.г} = 503 + 405 = 808 \text{ Вт (см.ф.4.3).}$$

Определяют теплоступления через непрозрачную часть стены:

$$F_{н.о} = 6 \times 3,5 - F_{с.п} = 21 - 6,6 = 14,4 \text{ м}^2;$$

$$I_{ср}^{сз} = 122,1 \text{ Вт/м}^2 \text{ (см.табл.4.6);}$$

Коэффициент поглощения солнечной радиации поверхностью наружных стен принимают по прил.6* КМК 2.01.04-97*: $\rho_{н.о} = 0,4$;

Рассчитывают $Q_{н.в}$ по формуле (4.11):

$$Q_{н.в} = F_{н.в} \frac{1}{R_{н.в}} \left(t_{н.сп} + \rho_n \frac{I_{сп}}{\alpha_n} - t_b \right) =$$

$$= 14,4 \frac{1}{1,6} \left(32,1 + 0,4 \frac{122,1}{21,79} - 26 \right) = 75 \text{ Вт}.$$

Общие теплопоступления в помещение через наружные ограждения составят:

$$Q_{sc} = Q_{с.п} + Q_{н.в} = 808 + 75 = 883 \text{ Вт}.$$

Определение выделений теплоты в помещение от оборудования и людей

Количество тепла, выделяемого одним сотрудником принимают:

$$q_{л} = (64 + 54) / 2 = 59 \text{ Вт/чел (см.табл.4.9)}.$$

Расчётные выделения теплоты в помещении от оборудования и людей определяют по формуле (4.18):

$$Q_{mc} = \frac{(Q_{о.т} + q_{л} \cdot N_{л}) \cdot n_w}{168} = \frac{(1200 + 59 \cdot 4) \cdot 45}{168} = 385 \text{ Вт}.$$

Определение расхода холода на охлаждение вентиляционного воздуха

Расход наружного воздуха в соответствии с требованиями табл.36 КМК 2.08.02-09* составляет:

$$L_{ext} = 4 \text{ чел} \cdot 60 \text{ м}^3 / (\text{ч} \cdot \text{чел}) = 240 \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

Расход холода на охлаждение поступающего в здание в режиме естественной вентиляции наружного воздуха Q_{ac} , Вт, определяют по формуле (4.19):

$$Q_{ac} = \frac{c \cdot L_{ext} \cdot (t_{н.з} - t_b)}{3600} = \frac{1200 \cdot 240 \cdot (39,1 - 26)}{3600} = 1048 \text{ Вт}.$$

Расчёт требуемой холодопроизводительности воздухоохладителя

Определяют требуемую холодопроизводительность рециркуляционного воздухоохладителя для рассматриваемого помещения по формуле (4.1):

$$Q_k = Q_{sc} + Q_{mc} + Q_{ac} =$$

$$= 883 + 385 + 1048 = 2316 \text{ Вт}$$

5. ЗАПОЛНЕНИЕ ТАБЛИЦЫ РАСЧЁТНЫХ ЗНАЧЕНИЙ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ И ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЗАПРОЕКТИРОВАННОГО ЗДАНИЯ

5.1 (1.8*). В разрабатываемых проектах следует приводить таблицу с расчётными значениями параметров и показателей запроектированных систем отопления, вентиляции и кондиционирования по форме, согласно прил.23* КМК 2.04.05-97*.

Данные, приводимые в таблице, являются сводом значений исходных расчётных условий и полученных при проектировании результирующих значений параметров и показателей, характеризующих в целом запроектированные системы отопления, вентиляции и кондиционирования, их расчётные тепловые потоки, расходы теплоносителя и воздуха, установленные мощности оборудования и т.д.

5.2 (Прил.23*). В таблицу вносят следующие данные:

1) Расчётная температура внутреннего воздуха t_p , °С.

Приводят расчётную внутреннюю температуру основных помещений здания, по которой определялась нагрузка на отопление и вентиляцию в холодный период года t_p , °С.

2) Расчётная температура наружного воздуха t_{ext} .

Приводят принятое при проектировании значение для холодного периода года t_{ext} , °С.

3) Общая площадь здания A , м² – сумма площадей всех этажей здания в пределах внутренних поверхностей наружных стен, определяемая по правилам, изложенным в прил.2 ШНК 2.08.01-05 – для жилых зданий и в прил.3 ШНК 2.08.02-09* – для общественных и административных зданий.

4) Расчётные потери теплоты через ограждающие конструкции здания (основные плюс добавочные) Q_{sh} , Вт – определяют по формуле (1) прил.9* КМК 2.04.05-97*.

5) Расчётные потери теплоты от подающих и обратных отопительных трубопроводов, прокладываемых в помещениях с температурой ниже +5 °С Q_2 , Вт – определяют расчётом с учётом положений прил.11* КМК 2.04.05-97*.

6) Расчётный расход теплоты на нагревание поступающих в здание изделий и материалов Q_{mh} , Вт – определяют расчётом.

7) Расчётный тепловой поток, регулярно поступающий в здание в отопительный период Q_{mc} , Вт – рассчитывают с учётом п.3.2г* КМК 2.04.05-97*.

Если здание круглосуточно не используется, то величину Q_{mc} определяют по формуле:

$$Q_{mc} = \frac{\tau_p}{24} Q_{mc,p} \quad (5.1)$$

где τ_p - число часов использования здания в течение суток;

$Q_{mc,p}$ – средний тепловой поток, поступающий в часы использования здания, Вт.

8) Расчётный расход наружного воздуха, инфильтрующегося в здание в отопительный период L_n , м³/час – рассчитывают по формуле:

$$L_n = \frac{\Sigma G_i}{\rho}, \quad (5.2)$$

где ΣG_i – сумма расходов инфильтрующегося во все помещения воздуха, кг/час, определяемых по п.3 прил.8 КМК 2.04.05-97*;

ρ - плотность воздуха, принимаемая равной 1,3 кг/м³.

9) Расчётный тепловой поток на нагревание инфильтрующегося воздуха Q_n , Вт – определяют по формуле:

$$Q_n = \frac{c \cdot L_n \cdot (t_p - t_{ext})}{3600}, \quad (5.3)$$

где: c – объёмная теплоёмкость воздуха, равная 1210 Дж/(м³·°C).

10) Расчётный тепловой поток системы отопления Q_o , Вт, определяют:

а) при применении механической приточной вентиляции с догревом приточного воздуха за счёт теплоотдачи отопительных приборов – по формуле:

$$Q_o = Q_{sh} \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 + Q_2 + Q_{mh} + Q_n + \Delta Q_o - Q_{mc}, \quad (5.4)$$

где: β_1, β_2 – коэффициенты учёта дополнительных расходов теплоты, определяемые по п.1* прил.11* КМК 2.04.05-97*;

ΔQ_o – дополнительный тепловой поток отопительных приборов на догрев приточного воздуха, Вт, определяемый по формуле:

$$\Delta Q_o = \frac{\tau_p}{24} \left[\frac{c \cdot L_{in} (t_p - t_{in})}{3600} \right]; \quad (5.5)$$

τ_p – число часов использования приточной вентиляции в течение суток, час;

c – то же, что формуле (5.3);

L_{in} , t_{in} – расход, м³/час, и температура, °C, подаваемого недогретого воздуха.

б) в остальных случаях – по формуле:

$$Q_o = Q_{sh} \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 + Q_2 + Q_{mh} + Q_n - Q_{mc} . \quad (5.6)$$

11) расчётные температуры системы отопления t_1 , t_2 , °С – это принятые значения температур воды в подающем и обратном трубопроводах на головных задвижках системы отопления в расчётных условиях её работы.

12) Расчётный расход поступающего в здание наружного воздуха при работе вентиляции с искусственным побуждением L_{ext} , м³/час.

Определяют сумму расходов всех приточных систем механической вентиляции $L_{ext.in}$, а также сумму расходов всех систем механической вытяжки $L_{ext.out}$. В таблицу вносят наибольшее из этих двух значений.

13) Расчётный тепловой поток системы теплоснабжения воздухоподогревателей приточной вентиляции Q_v , Вт.

Подогрев приточного воздуха от удаляемого вытяжного воздуха в рекуперативных теплоутилизаторах и за счёт теплоотдачи отопительных приборов в этом показателе не учитывается. Рассматриваются только приточные системы, в которых наружный воздух нагревается до температуры помещения в воздухоподогревателях, подключённых к отдельной системе теплоснабжения.

Величину Q_v , Вт, определяют по формуле:

$$Q_v = \frac{c \cdot L_v \cdot (t_p - t_{ext})}{3600} , \quad (5.7)$$

где: c – то же, что формуле (5.3);

L_v – суммарный расход нагреваемого в воздухоподогревателях наружного воздуха, м³/час.

14) Расчётные температуры системы теплоснабжения воздухоподогревателей t_{11} , t_{21} , °С – это принятые значения температур, соответственно в подающей и обратной линии системы теплоснабжения воздухоподогревателей.

15) Общий расход теплоты на отопление и вентиляцию здания Q_{ov} , Вт – определяют по формуле:

$$Q_{ov} = Q_o + Q_v . \quad (5.8)$$

16) Удельный расчётный расход теплоты на отопление и вентиляцию здания (на 1 м² общей площади здания) q_{ov} , Вт/м² – рассчитывают по формуле:

$$q_{ov} = \frac{Q_{ov}}{A} . \quad (5.9)$$

17) Общий расчётный расход холода на кондиционирование Q_k , Вт – холодопроизводительность всех запроектированных для здания охлаждающих устройств в расчётный час суток.

Величину Q_k рассчитывают по методике, изложенной в разделе 4 данного Пособия.

18) Удельный расход холода на кондиционирование q_k , Вт – определяют по формуле:

$$q_k = \frac{Q_k}{A} . \quad (5.10)$$

19) Общая установленная мощность электроприёмников систем отопления, вентиляции и кондиционирования N_y , кВт – определяется суммированием установленных мощностей всех без исключения электроприёмников: котлов, холодильных машин, кондиционеров, насосов, вентиляторов, другого оборудования, различных устройств, включая устройства управления и автоматизации, которые необходимы для работы систем отопления, вентиляции и кондиционирования и снабжаются электроэнергией от системы электроснабжения здания (за исключением находящихся в резерве).

20) Общая расчётная нагрузка электроприёмников систем отопления, вентиляции и кондиционирования $N_{пот}$, кВт – определяется суммированием расчётных нагрузок всех перечисленных в пункте 19 электроприёмников.

5.3. Необходимо напомнить, что все значения, приводимые в таблице, относятся к зданию в целом и характеризуют его в целом. Если здание обслуживают несколько систем, то их расчётные расходы теплоты, холода, воздуха, электрические нагрузки следует суммировать, а значения температур осреднять средневзвешено величинам общей площади помещений, которые обслуживает каждая система.

Например, если здание состоит из двух блоков, в одном из которых общей площадью $A_1=900$ м² расчётная температура внутреннего воздуха $t_{p,1}=20$ °С, а для другого $A_2=230$ м² и $t_{p,2}=18$ °С, то средневзвешенное значение температуры внутреннего воздуха, которое следует внести в таблицу, составит:

$$t_p = \frac{A_1 \cdot t_{p,1} + A_2 \cdot t_{p,2}}{A_1 + A_2} = \frac{900 \cdot 20 + 230 \cdot 18}{900 + 230} = 19,6^\circ \text{C} . \quad (5.11)$$

Содержание

	Стр.
ПРЕДИСЛОВИЕ	3
1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ	4
2. ОТОПЛЕНИЕ	6
Основные энергосберегающие решения	6
Расчёт тепловой нагрузки и подбор отопительных приборов	10
Распределение теплоносителя по отопительным приборам	12
Регулирование подачи тепла	17
Квартирное отопление	21
3. ВЕНТИЛЯЦИЯ	26
ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕЙ ВЕНТИЛЯЦИИ	26
Сокращение величины воздухообмена	26
Уменьшение затрат на перемещение и обработку воздуха	28
Обеспечение надёжной энергосберегающей эксплуатации	31
ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕЦЕНТРАЛИЗОВАННОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ	33
Особенности и виды децентрализованных систем	34
Описание вариантов децентрализованных безкалориферных систем вентиляции	38
Рекомендуемые технические решения безкалориферных систем	47
Последовательность проектирования и методы расчёта децентрализованных систем	51
Примеры проектных решений безкалориферной вентиляции	56
4. КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ	73
ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ И ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ РЕШЕНИЙ	73
Решение о применении кондиционирования и типы применяемых систем	73
Принципы обеспечения высокой энергоэффективности кондиционирования	74
Выбор системы кондиционирования	75
Выбор расчётных условий для проектирования системы кондиционирования	76
Проектирование хладоновых систем охлаждения	77
Проектирование водяных систем охлаждения	82

Системы воздушного кондиционирования	84
Отдельные рекомендации по проектированию	88
РАСЧЁТ ТРЕБУЕМОЙ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ОХЛАЖДАЮЩИХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ПРОЕКТИРУЕМОГО ЗДАНИЯ	90
Примеры расчётов	101
5. ЗАПОЛНЕНИЕ ТАБЛИЦЫ РАСЧЁТНЫХ ЗНАЧЕНИЙ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ И ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЗАПРОЕКТИРОВАННОГО ЗДАНИЯ	114

Подготовлены к изданию
институтом ОАО “ToshuyjoyLITI” и ИВЦ «АКАТМ»