

Часть 1. Строительная теплофизика

Строительная теплофизика изучает процессы передачи теплоты, переноса влаги, фильтрации воздуха применительно к строительству.

В основном строительная теплофизика изучает процессы, происходящие на поверхностях и в толще ограждающих конструкций здания. Значительное место в строительной теплофизике отведено *наружным ограждениям*, которые отделяют отапливаемые помещения от наружной среды или от неотапливаемых помещений (неотапливаемых техподполий, подвалов, чердаков, тамбуров и т.п.).

Совокупность всех факторов и процессов (внешних и внутренних воздействий), влияющих на формирование теплового микроклимата помещений, называется **тепловым режимом здания**.

Ограждения не только защищают помещение от наружной среды, но и обмениваются с ней теплотой и влагой, пропускают воздух сквозь себя как внутрь, так и наружу. Задача поддержания заданного теплового режима помещений здания (поддержания на необходимом уровне температуры и влажности воздуха, его подвижности, радиационной температуры помещения) возлагается на инженерные системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Однако определение тепловой мощности и режима работы этих систем невозможно без учета влияния тепловлагозащитных и теплоинерционных свойств ограждений. Поэтому **система кондиционирования микроклимата** помещений включает в себя все инженерные средства, обеспечивающие заданный микроклимат обслуживаемых помещений: ограждающие конструкции здания и инженерные системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Таким образом, современное здание – сложная взаимосвязанная система тепломассообмена – единая энергетическая система.

Основными *нормативными документами*, регламентирующими вопросы передачи теплоты, переноса влаги, фильтрации воздуха в ограждающих кон-

струкциях, а также исходной климатической и микроклиматической информации в Российской Федерации, в настоящее время являются:

- ГОСТ 30494-2011 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях»;

- ГОСТ 12.1.005-88 «Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны».

- СП 50.13330.2012 «Тепловая защита зданий. Актуализированная редакция СНиП 23-02-2003»;

- СП 131.13330.2012 «Строительная климатология. Актуализированная версия СНиП 23-01-99*»;

Подробнее указанные документы будут рассмотрены ниже.

Глава 1. Тепловлагопередача через наружные ограждения

1.1 Основы теплопередачи в здании

Перемещение теплоты всегда происходит от более теплой среды к более холодной. Процесс переноса теплоты из одной точки пространства в другую за счет разности температуры называется *теплопередачей* и является собирательным, так как включает в себя три элементарных вида теплообмена: *теплопроводность (кондукцию), конвекцию и излучение*. Таким образом, *потенциалом* переноса теплоты является *разность температур*.

Теплопроводность

Теплопроводность – вид передачи теплоты между неподвижными частицами твердого, жидкого или газообразными вещества. Таким образом, теплопроводность – это теплообмен между частицами или элементами структуры материальной среды, находящимися в непосредственном соприкосновении друг с другом. При изучении теплопроводности вещество рассматривается как сплошная масса, его молекулярное строение игнорируется. В чистом виде теп-

лопроводность встречается только в твердых телах, так как в жидких и газообразных средах практически невозможно обеспечить неподвижность вещества.

Большинство строительных материалов являются *пористыми телами*. В порах находится воздух, имеющий возможность двигаться, то есть переносить теплоту конвекцией. Считается, что конвективной составляющей теплопроводности строительных материалов можно пренебречь ввиду ее малости. Внутри поры между поверхностями ее стенок происходит лучистый теплообмен. Передача теплоты излучением в порах материалов определяется главным образом размером пор, потому что чем больше поры, тем больше разность температуры на ее стенках. При рассмотрении теплопроводности характеристики этого процесса относят к общей массе вещества: скелету и порам совместно.

Ограждающие конструкции здания, как правило, является *плоскопараллельными стенками*, теплоперенос в которых осуществляется в одном направлении. Кроме того, обычно при теплотехнических расчетах наружных ограждающих конструкций принимается, что теплопередача происходит при *стационарных тепловых условиях*, то есть при постоянстве во времени всех характеристик процесса: теплового потока, температуры в каждой точке, теплофизических характеристик строительных материалов. Поэтому важно рассмотреть *процесс одномерной стационарной теплопроводности в однородном материале*, который описывается уравнением Фурье:

$$q_T = -\lambda \frac{dt}{dx} \quad (1.1)$$

где q_T – *поверхностная плотность теплового потока*, проходящего через плоскость, перпендикулярную *тепловому потоку*, Вт/м²;

λ – *теплопроводность материала*, Вт/м^{°C};

t – температура, изменяющаяся вдоль оси x , °C;

Отношение $\frac{dt}{dx}$, носит название *градиента температуры*, °С/м, и обозначается $grad\ t$. Градиент температуры направлен в сторону возрастания температуры, которое связано с поглощением теплоты и уменьшением теплового потока. Знак минус, стоящий в правой части уравнения (1.1), показывает, что увеличение теплового потока не совпадает с увеличением температуры.

Теплопроводность λ является одной из основных тепловых характеристик материала. Как следует из уравнения (1.1) теплопроводность материала – это мера проводимости теплоты материалом, численно равная тепловому потоку, проходящему сквозь 1 м² площади, перпендикулярной направлению потока, при градиенте температуры вдоль потока, равном 1 °С/м (рисунок 1.1). Чем больше значение λ , тем интенсивнее в таком материале процесс теплопроводности, больше тепловой поток. Поэтому теплоизоляционными материалами принято считать материалы с теплопроводностью менее 0,3 Вт/м·°С.

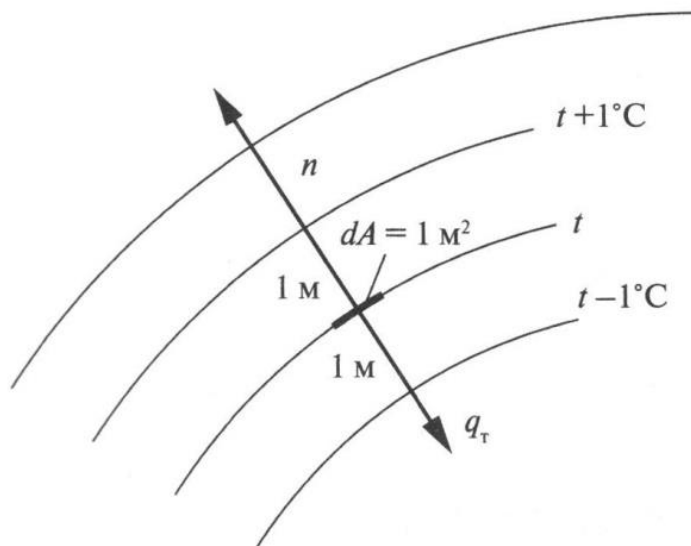


Рисунок 1.1. Направления теплового потока и градиента температуры:

_____ - изотермы

Изменение теплопроводности строительных материалов с изменением их *плотности* происходит из-за того, что практически любой строительный материал состоит из *скелета* – основного строительного вещества и воздуха.

К.Ф.Фокин [38] для примера приводит такие данные: теплопроводность абсолютно плотного вещества (без пор) в зависимости от природы имеет теплопроводность от 0,1 Вт/м°С (у пластмассы) до 14 Вт/м°С (у кристаллических веществ при потоке теплоты вдоль кристаллической поверхности), в то время как воздух имеет теплопроводность около 0,026 Вт/м°С. Чем выше плотность материала (меньше пористость), тем больше значение его теплопроводности. Понятно, что легкие теплоизоляционные материалы имеют сравнительно небольшую плотность.

Различия в пористости и в теплопроводности скелета приводит к различию в теплопроводности материалов, даже при одинаковой их плотности. Например, следующие материалы (таблица 1.1) при одной и той же плотности, $\rho_0=1800 \text{ кг/м}^3$, имеют различные значения теплопроводности [38]:

Таблица 1.1

Теплопроводность материалов с одинаковой плотностью 1800 кг/м³ [38]

Материал	Теплопроводность, Вт/(м °С)
Цементно-песчаный раствор	0,93
Кирпич	0,76
Асфальт	0,72
Портландцементный камень	0,46
Асбестоцемент	0,35

С уменьшением плотности материала его теплопроводность λ уменьшается, так как снижается влияние кондуктивной составляющей теплопроводности скелета материала, но, однако при этом возрастает влияние радиационной составляющей. Поэтому, уменьшение плотности ниже некоторого значения приводит к росту теплопроводности. То есть существует некоторое значение плотности, при котором теплопроводность имеет минимальное значение. Существуют оценки того, что при 20°С в порах диаметром 1мм теплопроводность излучением составляет 0,0007 Вт/(м°С), диаметром 2 мм – 0,0014 Вт/(м°С) и т.д. Таким образом, теплопроводность излучением становится значимой у теп-

лоизоляционных материалов с малой плотностью и значительными размерами пор.

Теплопроводность материала увеличивается с повышением температуры, при которой происходит передача теплоты. Увеличение теплопроводности материалов объясняется возрастанием кинетической энергии молекул скелета вещества. Увеличивается также и теплопроводность воздуха в порах материала, и интенсивность передачи в них теплоты излучением. В строительной практике зависимость теплопроводности от температуры большого значения не имеет. Для пересчета значений теплопроводности материалов, полученных при температуре до 100°C, на значения их при 0°C служит эмпирическая формула **О.Е.Власова** [3]:

$$\lambda_o = \lambda_t / (1 + \beta t) \quad (1.2)$$

где λ_o – теплопроводность материала при 0 °C;

λ_t – теплопроводность материала при t °C;

β – температурный коэффициент изменения теплопроводности, 1/°C, для различных материалов, равный около 0,0025 1/°C;

t - температура материала, при которой его коэффициент теплопроводности равен λ_t .

Для плоской однородной стенки толщиной δ (рисунок 1.2) тепловой поток, передаваемый теплопроводностью через однородную стенку, может быть выражен уравнением:

$$q_T = \frac{\tau_1 - \tau_2}{\frac{\delta}{\lambda}} \quad (1.3)$$

где τ_1, τ_2 – значения температуры на поверхностях стенки, °C.

Из выражения (1.3) следует, что распределение температуры по толщине стенки линейное. Величина δ/λ названа **термическим сопротивлением материального слоя** и обозначена R_T , м²·°C/Вт:

$$R_T = \frac{\delta}{\lambda} \quad (1.4)$$

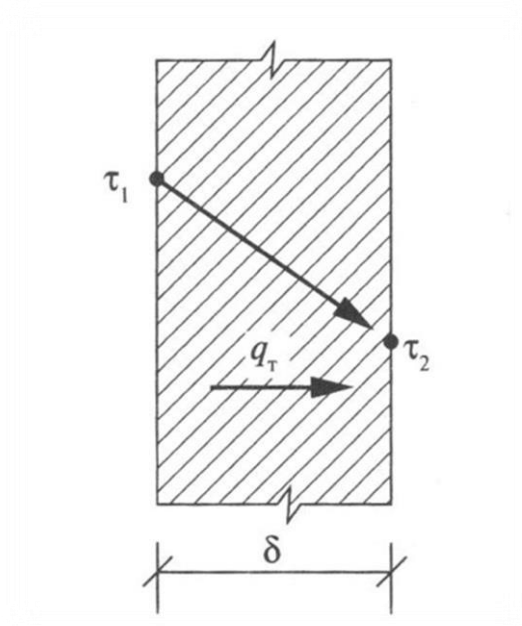


Рисунок 1.2. Распределение температуры в плоской однородной стенке

Следовательно, тепловой поток q_T , Вт/м², через однородную плоскопараллельную стенку толщиной δ , м, из материала с теплопроводностью λ , Вт/м·°C, можно записать в виде:

$$q_T = \frac{\tau_1 - \tau_2}{R_T} \quad (1.5)$$

Термическое сопротивление слоя – это сопротивление теплопроводности, равное разности температуры на противоположных поверхностях слоя при прохождении через него теплового потока с поверхностной плотностью 1 Вт/м².

Теплообмен теплопроводностью имеет место в материальных слоях ограждающих конструкций здания.

Конвекция

Конвекция – перенос теплоты движущимися частицами вещества. Конвекция имеет место только в жидких и газообразных веществах, а также между жидкой или газообразной средой и поверхностью твердого тела. При этом происходит передача теплоты и теплопроводностью. Совместное воздействие конвекции и теплопроводности в пограничной области у поверхности называют конвективным теплообменом.

Конвекция имеет место на наружной и внутренней поверхностях ограждений здания. В теплообмене внутренних поверхностей помещения конвекция играет существенную роль. При различных значениях температуры поверхности и прилегающего к ней воздуха происходит переход теплоты в сторону меньшей температуры. Тепловой поток, передаваемый конвекцией, зависит от режима движения жидкости или газа, омывающих поверхность, от температуры, плотности и вязкости движущейся среды, от шероховатости поверхности, от разности между температурами поверхности и омывающей ее среды.

Процесс теплообмена между поверхностью и газом (или жидкостью) протекает по-разному в зависимости от природы возникновения движения газа. Различают **естественную и вынужденную конвекцию**. В первом случае движение газа происходит за счет разности температуры поверхности и газа, во втором – за счет внешних для данного процесса сил (работы вентиляторов, ветра).

Вынужденная конвекция в общем случае может сопровождаться процессом естественной конвекции, но так как интенсивность вынужденной конвекции заметно превосходит интенсивность естественной, то при рассмотрении вынужденной конвекции естественной часто пренебрегают.

В дальнейшем будут рассматриваться только стационарные процессы конвективного теплообмена, предполагающие постоянство во времени скорости и температуры в любой точке воздуха. Но так как температура элементов поме-

щения изменяется довольно медленно, полученные для стационарных условий зависимости могут быть распространены и на процесс *нестационарного теплового режима помещения*, при котором в каждый рассматриваемый момент процесс конвективного теплообмена на внутренних поверхностях ограждений считается стационарным. Полученные для стационарных условий зависимости могут быть распространены и на случай внезапной смены природы конвекции от естественной к вынужденной, например, при включении в помещении рециркуляционного аппарата нагрева помещения (фанкойла или сплит-системы в режиме теплового насоса). Во-первых, новый режим движения воздуха устанавливается быстро и, во-вторых, требуемая точность инженерной оценки процесса теплообмена ниже возможных неточностей от отсутствия коррекции теплового потока в течение переходного состояния.

Для инженерной практики расчетов для отопления и вентиляции важен конвективный теплообмен между поверхностью ограждающей конструкции или трубы и воздухом (или жидкостью). В практических расчетах для оценки конвективного теплового потока (рисунок 1.3) применяют уравнения Ньютона:

$$q_k = \alpha_k (t_a - \tau) \quad (1.6)$$

где q_k – тепловой поток, Вт, передаваемый конвекцией от движущейся среды к поверхности или наоборот;

t_a – температура воздуха, омывающего поверхность стенки, °С;

τ – температура поверхности стенки, °С;

α_k – коэффициент конвективной теплоотдачи на поверхности стенки, Вт/м²·°С.

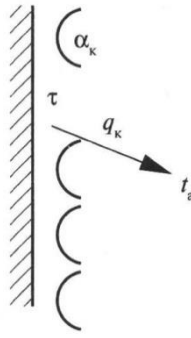


Рисунок 1.3. Конвективный теплообмен стенки с воздухом

Коэффициент теплоотдачи конвекцией, α_k – физическая величина, численно равная количеству теплоты, передаваемой от воздуха к поверхности твердого тела путем конвективного теплообмена при разности между температурой воздуха и температурой поверхности тела, равной 1°C .

При таком подходе вся сложность физического процесса конвективного переноса теплоты заключена в коэффициенте теплоотдачи, α_k . Естественно, что величина этого коэффициента является функцией многих аргументов. Для практического использования принимаются весьма приближенные значения α_k .

Уравнение (1.5) удобно переписать в виде:

$$q_k = \frac{t_a - \tau}{R_{\text{конв}}} \quad (1.7)$$

где $R_{\text{конв}}$ – **сопротивление конвективной теплоотдаче** на поверхности ограждающей конструкции, $\text{м}^2\cdot^\circ\text{C}/\text{Вт}$, равное разности температуры на поверхности ограждения и температуры воздуха при прохождении теплового потока с поверхностной плотностью $1 \text{ Вт}/\text{м}^2$ от поверхности к воздуху или наоборот.

Сопротивление $R_{\text{конв}}$ является величиной обратной коэффициенту конвективной теплоотдачи α_k :

$$R_{\text{конв}} = \frac{1}{\alpha_k} \quad (1.8)$$

Излучение

Излучение (лучистый теплообмен) – перенос теплоты с поверхности на поверхность через лучепрозрачную среду электромагнитными волнами, трансформирующимися в теплоту (рисунок 1.4).

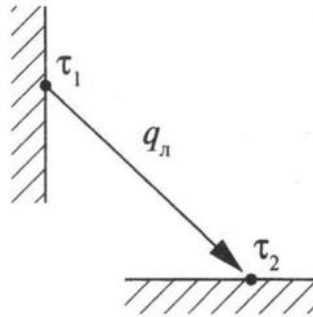


Рисунок 1.4. Лучистый теплообмен между двумя поверхностями

Любое физическое тело, имеющее температуру отличную от абсолютного нуля, излучает в окружающее пространство энергию в виде электромагнитных волн. Свойства электромагнитного излучения характеризуются длиной волны. Излучение, которое воспринимается как тепловое и имеющее длины волн в диапазоне 0,76 – 50 мкм, называется инфракрасным.

Например, лучистый теплообмен происходит между поверхностями, обращенными в помещение, между наружными поверхностями различных зданий, поверхностями земли и неба. Важен лучистый теплообмен между внутренними поверхностями ограждений помещения и поверхностью отопительного прибора. Во всех этих случаях лучепрозрачной средой, пропускающей тепловые волны, является воздух.

В практике расчетов теплового потока при лучистом теплообмене используют упрощенную формулу. Интенсивность передачи теплоты излучением $q_{\text{л}}$, Вт/м², определяется разностью температуры поверхностей, участвующих в лучистом теплообмене:

$$q_{\text{л}} = \alpha_{\text{л}} (\tau_1 - \tau_2) \quad (1.9)$$

где τ_1 и τ_2 – значения температуры поверхностей, обменивающихся лучистой теплотой, °C;

α_l - коэффициент лучистой теплоотдачи на поверхности стенки, Вт/м²·°C.

Коэффициент теплоотдачи излучением, α_l – физическая величина, численно равная количеству теплоты, передаваемой от одной поверхности к другой путем излучения при разности между температурой поверхностей, равной 1°С.

Введем понятие **сопротивления лучистой теплоотдаче** R_l на поверхности ограждающей конструкции, м²·°C/Вт, равное разности температуры на поверхностях ограждений, обменивающихся лучистой теплотой, при прохождении с поверхности на поверхность теплового потока с поверхностной плотностью 1 Вт/м².

Тогда уравнение (1.8) можно переписать в виде:

$$q_l = \frac{\tau_1 - \tau_2}{R_l} \quad (1.10)$$

Сопротивление R_l является величиной обратной коэффициенту лучистой теплоотдачи α_l :

$$R_l = \frac{1}{\alpha_l} \quad (1.11)$$

Термическое сопротивление воздушной прослойки

Для внесения единообразия сопротивление теплопередаче **замкнутых воздушных прослоек**, расположенных между слоями ограждающей конструкции, называют **термическим сопротивлением** $R_{g,n}$, м²·°C/Вт.

Схема передачи теплоты через воздушную прослойку представлена на рисунке 1.5.

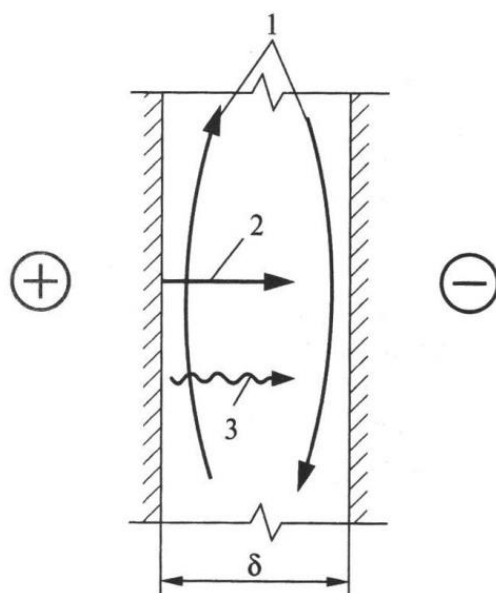


Рисунок 1.5. Теплообмен в воздушной прослойке

Тепловой поток, проходящий через воздушную прослойку $q_{в.п}$, Вт/м², складывается из потоков, передаваемых теплопроводностью (2) q_m , Вт/м², конвекцией (1) q_k , Вт/м² и излучением (3) q_l , Вт/м².

$$q_{в.п} = q_m + q_k + q_l \quad (1.12)$$

При этом доля потока, передаваемого излучением самая большая. Рассмотрим замкнутую вертикальную воздушную прослойку, на поверхностях которой разность температуры составляет 5°C. С увеличением толщины прослойки от 10 мм до 200 мм доля теплового потока за счет излучения возрастает с 60% до 80%. При этом доля теплоты, передаваемой путем теплопроводности, падает от 38% до 2%, а доля конвективного теплового потока возрастает с 2% до 20% [38].

Прямой расчет этих составляющих достаточно громоздок. Поэтому в нормативных документах [32] приводятся данные о термических сопротивлениях замкнутых воздушных прослоек, которые в 50-х годах XX века была составлена К.Ф.Фокиным [38] по результатам экспериментов М.А.Михеева [21]. При наличии на одной или обеих поверхностях воздушной прослойки теплоотражающей алюминиевой фольги, затрудняющей лучистый теплообмен между по-

верхностями, обрамляющими воздушную прослойку, термическое сопротивление следует увеличить в два раза. Для увеличения термического сопротивления замкнутыми воздушными прослойками в [38] рекомендуется иметь в виду следующие выводы из исследований:

- 1) эффективными в теплотехническом отношении являются прослойки небольшой толщины;
- 2) рациональнее делать в ограждении несколько прослоек малой толщины, чем одну большой;
- 3) воздушные прослойки желательно располагать ближе к наружной поверхности ограждения, так как при этом в зимнее время уменьшается тепловой поток излучением;
- 4) вертикальные прослойки в наружных стенах необходимо перегораживать горизонтальными диафрагмами на уровне междуэтажных перекрытий;
- 5) для сокращения теплового потока, передаваемого излучением, можно одну из поверхностей прослойки покрывать алюминиевой фольгой, имеющей коэффициент излучения около $\varepsilon=0,05$. Покрытие фольгой обеих поверхностей воздушной прослойки практически не уменьшает передачу теплоты по сравнению с покрытием одной поверхности.

Коэффициенты теплоотдачи на внутренней и наружной поверхностях

Рассмотрим стенку, отделяющую помещение с температурой t_v от наружной среды с температурой t_n . Наружная поверхность путем конвекции обменивается теплотой с наружным воздухом, а лучистой – с окружающими поверхностями, имеющими температуру $t_{окр.н}$. То же самое и с внутренней стороны. Можно записать, что тепловой поток с плотностью q , Вт/м², проходящий сквозь стену, равен:

$$q = \alpha_{к.в} (t_v - \tau_v) + \alpha_{л.в} (t_{окр.в} - \tau_v); \quad q = \alpha_{к.н} (t_n - \tau_n) + \alpha_{л.н} (t_{окр.н} - \tau_n) \quad (1.13)$$

где $t_{окр.в}$ и $t_{окр.н}$ – температура поверхностей, окружающих соответственно внутреннюю и наружную плоскости рассматриваемой стенки, °С;

$\alpha_{к.в}, \alpha_{к.н}$ – коэффициенты конвективной теплоотдачи на внутренней и наружной поверхностях стенки, $м^2 \cdot ^\circ C / Вт$;

$\alpha_{л.в}, \alpha_{л.н}$ – коэффициенты лучистой теплоотдачи на внутренней и наружной поверхностях стенки, $м^2 \cdot ^\circ C / Вт$.

В инженерных расчетах принято теплоотдачу на поверхностях ограждающих конструкций не разделять на лучистую и конвективную составляющие. Считается, что на внутренней поверхности наружного ограждения в отапливаемом помещении происходит тепловосприятие, оцениваемое общим коэффициентом $\alpha_в$, $Вт / (м^2 \cdot ^\circ C)$, а на наружной поверхности – теплоотдача, интенсивность которой определяется коэффициентом теплоотдачи $\alpha_н$, $Вт / (м^2 \cdot ^\circ C)$.

Кроме того, принято считать, что температура воздуха и окружающих поверхностей равны друг другу, то есть $t_{окр.в} = t_в$, а $t_{окр.н} = t_н$. То есть:

$$q = \alpha_в (t_в - \tau_в); \quad q = \alpha_н (t_н - \tau_н) \quad (1.14)$$

Следовательно, принимается, что **коэффициенты теплоотдачи на наружной и внутренней поверхностях** ограждения равны сумме коэффициентов лучистого и конвективного теплообмена с каждой стороны:

$$\alpha_в = \alpha_{к.в} + \alpha_{л.в}; \quad \alpha_н = \alpha_{к.н} + \alpha_{л.н} \quad (1.15)$$

Коэффициент теплоотдачи на наружной или внутренней поверхности по физическому смыслу – это плотность теплового потока, отдаваемая соответствующей поверхностью окружающей ее среде (или наоборот) при разности температуры поверхности и среды в $1 \text{ } ^\circ C$.

Величины, обратные коэффициентам теплоотдачи, принято называть **сопротивлениями теплоотдаче на внутренней $R_в$, $м^2 \cdot ^\circ C / Вт$, и наружной $R_н$, $м^2 \cdot ^\circ C / Вт$, поверхностях ограждения:**

$$R_{\theta} = 1/\alpha_{\theta}; R_{\pi}=1/\alpha_{\pi}. \quad (1.16)$$

Теплопередача через многослойную стенку

Если с одной стороны многослойной стенки, состоящей из n слоев, поддерживается температура t_{θ} , а с другой стороны $t_{\pi} < t_{\theta}$, то возникает тепловой поток q , Вт/м² (рисунок 1.6).

Этот тепловой поток движется от среды с температурой t_{θ} , °С, к среде с температурой t_{π} , °С, проходя последовательно от внутренней среды к внутренней поверхности с температурой τ_{θ} , °С:

$$q = (1/R_{\theta}) \cdot (t_{\theta} - \tau_{\theta}) \quad (1.17)$$

затем от внутренней поверхности сквозь первый слой с термическим сопротивлением $R_{T,1}$ к стыку первого и второго слоев:

$$q = (1/R_{T,1}) \cdot (\tau_{\theta} - t_1) \quad (1.18)$$

после этого через все остальные слои:

$$q = (1/R_{T,i}) \cdot (t_{i-1} - t_i) \quad (1.19)$$

и, наконец, от наружной поверхности с температурой τ_{π} к наружной среде с температурой t_{π} :

$$q = (1/R_{\pi}) \cdot (\tau_{\pi} - t_{\pi}) \quad (1.20)$$

где $R_{T,i}$ — термическое сопротивление слоя с номером i , м²·°С/Вт;

R_{θ} , R_{π} — сопротивления теплообмену на внутренней и наружной поверхностях, м²·°С/Вт;

t_{i-1} — температура, °С, на стыке слоев с номерами $i-1$ и i ;

t_i — температура, °С, на стыке слоев с номерами i и $i+1$.

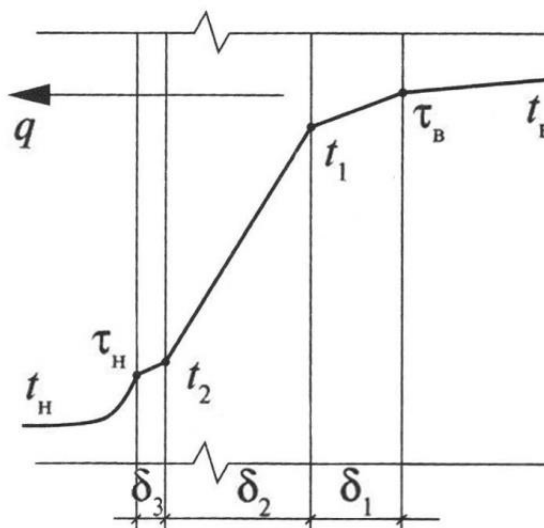


Рисунок 1.6. Распределение температуры при теплопередаче через многослойную стену

Переписав (1.16) – (1.19) относительно разностей температуры и сложив их, получим равенство:

$$t_{\text{в}} - t_{\text{н}} = q(R_{\text{с}} + R_{T,1} + R_{T,2} + \dots + R_{T,i} + \dots + R_{T,n} + R_{\text{н}}) \quad (1.21)$$

Выражение в скобках – сумма термических сопротивлений плоскопараллельных последовательно расположенных по ходу теплового потока слоев ограждения и сопротивлений теплообмену на его поверхностях называется **общим сопротивлением теплопередаче ограждения** R_o , $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$:

$$R_o = R_{\text{с}} + \sum R_{T,i} + R_{\text{н}} \quad (1.22)$$

а сумма термических сопротивлений отдельных слоев ограждения – его термическим сопротивлением R_T , $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$:

$$R_T = R_{T,1} + R_{T,2} + \dots + R_{\text{с},n} + \dots + R_{T,n} \quad (1.23)$$

где $R_{T,1}$, $R_{T,2}$, ..., $R_{T,n}$ – термические сопротивления отдельных плоскопараллельных последовательно расположенных по ходу теплового потока слоев слоев ограждающей конструкции, $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$, определяемые по формуле (2.4);

$R_{\text{с},n}$ – термическое сопротивление замкнутой воздушной прослойки, $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$.

По физическому смыслу общее сопротивление теплопередаче ограждения R_o – это разность температуры сред по разные стороны ограждения, которая формирует проходящий через него тепловой поток плотностью 1 Вт/ м^2 , в то время как *термическое сопротивление многослойной конструкции* – разность температуры наружной и внутренней поверхностей ограждения, которая формирует проходящий через него тепловой поток плотностью 1 Вт/ м^2 ,

Из (1.22) следует, что тепловой поток q , Вт/м^2 , проходящий через ограждение, пропорционален разности температуры сред по разные стороны ограждения $(t_e - t_n)$ и обратно пропорционален общему сопротивлению теплопередаче R_o :

$$q = (1/ R_o) (t_e - t_n) \quad (1.24)$$

Приведенное сопротивление теплопередаче

При выводе общего сопротивления теплопередаче рассматривалось плоско-параллельное ограждение. А поверхности большинства современных ограждающих конструкций не являются изотермическими, то есть температура на различных участках наружной и внутренней поверхностей конструкции не одинакова из-за наличия различных теплопроводных включений, имеющих в конструкции.

Поэтому введено понятие *приведенного сопротивления теплопередаче ограждающей конструкции*, которым называется сопротивление теплопередаче однослойной ограждающей конструкции той же площади, через которую проходит одинаковый с реальной конструкцией поток теплоты при одинаковой разности между температурой внутреннего и наружного воздуха. Важно отметить, что приведенное сопротивление теплопередаче относится ко всей конструкции или ее участку, а не к площадке в 1 м^2 . Это происходит потому, что теплопроводные включения могут быть обусловлены не только регулярно уложенными связями, но и довольно крупными элементами крепления фасадов к колоннам, и самими колоннами, врезающимися в стену, и примыканием одних

ограждений к другим. Таким образом приведенное сопротивление теплопередаче это физическая величина, характеризующая усредненную по площади плотность потока теплоты через ограждающую конструкцию в стационарных условиях теплопередачи, численно равная отношению разности температуры по разные стороны конструкции к усредненной по площади плотности потока теплоты, $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$.

Поэтому приведенное сопротивление теплопередаче R_o^{np} , $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$, конструкции (или участка конструкции) может быть определено выражением:

$$R_o^{np} = \frac{t_e - t_n}{\frac{Q}{A}} \quad (1.25)$$

где Q – поток теплоты, проходящей через конструкцию (или участок конструкции), Вт;

A – площадь конструкции (или участка конструкции), м^2 .

Выражение $\frac{Q}{A}$ является по своему смыслу усредненной по площади (или приведенной к единице площади) плотностью потока теплоты через конструкцию, то есть можно записать:

$$q^{np} = \frac{Q}{A} \quad (1.26)$$

Из (1.24) и (1.25) следует:

$$q^{np} = \frac{t_e - t_n}{R_o^{np}} \quad (1.27)$$

Ограждающие конструкции с применением эффективных теплоизоляционных материалов выполняются таким образом, что слой теплоизоляционного материала закрывает, насколько возможно, большую площадь конструкции. Сечения теплопроводных включений выполняют по возможности малыми.

Следовательно, можно выделить участок конструкции, удаленный от теплопроводных включений. Если пренебречь влиянием теплопроводных включений на этом участке, то его теплозащитные свойства можно характеризовать при помощи *условного сопротивления теплопередаче* R_o^{ysl} , определенного формулой (1.22). Отношение значения приведенного сопротивления теплопередаче конструкции к значению условного сопротивления теплопередаче рассмотренного участка называется *коэффициентом теплотехнической однородности*:

$$r = \frac{R_o^{np}}{R_o^{ysl}} \quad (1.28)$$

Величина коэффициента теплотехнической однородности оценивает, насколько полно используются возможности теплоизоляционного материала, или по-другому – каково влияние теплопроводных включений. Этот коэффициент практически всегда меньше единицы. Равенство его единице означает, что теплопроводные включения отсутствуют, и возможности применения слоя теплоизоляционного материала используются максимально эффективно. Но таких конструкций практически не бывает. Коэффициент теплотехнической однородности определяется прямым расчетом двух- или трехмерного температурного поля конструкции или упрощенно по [32], а для случая стержневых связей по [19].

Величина, обратная приведенному сопротивлению теплопередаче, названа *коэффициентом теплопередачи ограждающей конструкции* K , Вт/м²·°С:

$$K = \frac{1}{R_o^{np}} \quad (1.29)$$

Коэффициент теплопередачи ограждения K равен плотности теплового потока, проходящего сквозь ограждение, при разности температуры сред по разные стороны от него в 1°С.

Следовательно, тепловой поток q , Вт/м², проходящий через ограждение за счет теплопередачи, может быть найден по формуле:

$$q = K(t_{\theta} - t_n) \quad (1.30)$$

Распределение температуры по сечению ограждения

Важной практической задачей является расчет распределения температуры по сечению ограждения (рисунок 1.7). Для ограждающей конструкции с теплопроводными включениями это распределение будет различным на различных участках и распределение температуры по сечению можно найти только рассмотрев трехмерное температурное поле ограждающей конструкции. Если же в ней можно выделить обширный участок с невозмущенным одномерным температурным полем, для которого приведенное сопротивление теплопередаче совпадает с условным, то для него можно найти распределение температуры по сечению.

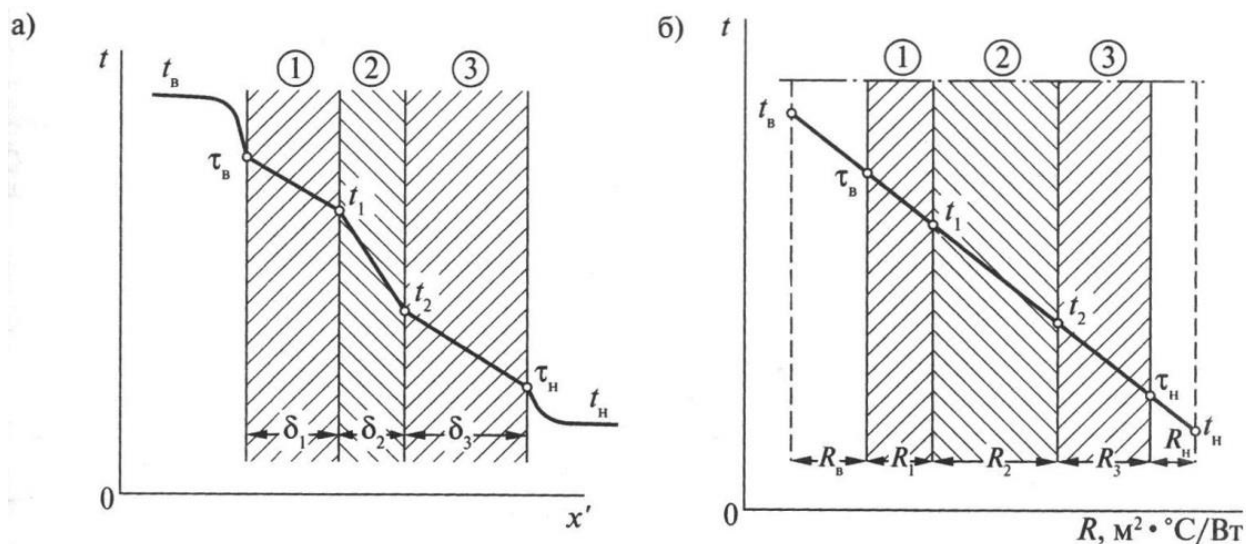


Рисунок 1.7. Распределение температуры в многослойной стенке:

а) в масштабе толщин слоев, б) в масштабе термических сопротивлений

Из дифференциального уравнения (1.1) следует, что оно линейно относительно сопротивления теплопередаче, поэтому можно записать температуру t_x в любом сечении ограждения:

$$t_x = t_{\text{в}} - \frac{(t_{\text{в}} - t_{\text{н}})}{R_o} \cdot R_{x-\text{в}} = t_{\text{н}} + \frac{(t_{\text{в}} - t_{\text{н}})}{R_o} \cdot R_{x-\text{н}} \quad (1.31)$$

где $R_{x-\text{в}}$ и $R_{x-\text{н}}$ – сопротивления теплопередаче соответственно от внутреннего воздуха до точки x и от наружного воздуха до точки x , $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$.

1.2 Влажностный режим ограждающих конструкций

Влажностный режим ограждений тесно связан с их тепловым режимом, поэтому он изучается в курсе Строительной теплофизики. Увлажнение строительных материалов в ограждениях отрицательным образом сказывается на гигиенических и эксплуатационных показателях зданий.

Причины появления влаги в ограждениях

Пути попадания влаги в ограждения различны, а мероприятия по снижению влажности строительных материалов в них зависят от причины увлажнения. Эти причины следующие.

1) Строительная (начальная) влага, то есть влага, оставшаяся в ограждении после возведения здания. Ряд строительных процессов является «мокрыми», например, бетонирование, кладка из кирпича и штучных блоков: ячеистобетонных, керамзитобетонных и других, оштукатуривание. Для сокращения продолжительности мокрых строительных процессов в зимних условиях применяются сухие процессы. Например, во внутренних слоях наружных стен поэтажной разрезки ставятся пазогребневые гипсовые гидрофобизированные панели. Обычная внутренняя штукатурка заменяется гипсокартонными листами.

Строительная влага должна быть удалена из ограждений в первые 2 – 3 года эксплуатации здания. Поэтому очень важно, чтобы в нем хорошо работали системы отопления и вентиляции, на которые ляжет дополнительная нагрузка, связанная с испарением воды.

2) Грунтовая влага, та влага, которая может проникнуть в ограждение из грунта путем капиллярного всасывания. Для предотвращения попадания грунтовой влаги в ограждение строителями устанавливаются гидроизолирующие и пароизолирующие слои. Если слой гидроизоляции поврежден, грунтовая влага может подниматься по капиллярам в строительных материалах стен до высоты 2 -2,5 м над землей.

3) Атмосферная влага, которая может проникать в ограждение при косом дожде, при протечках крыш в районе карнизов, неисправности наружных водосточков. Наиболее сильное воздействие дождевой влаги наблюдается при полной облачности с длительными морозящими дождями с ветром, с высокой влажностью наружного воздуха. Для предотвращения попадания влаги внутрь стены от смоченной наружной поверхности, применяются специальные фактурные слои, плохо пропускающие жидкую фазу влаги. Обращается внимание на герметизацию стыков стеновых панелей при крупнопанельном домостроении, на герметизацию периметров окон и других проемов.

4) Эксплуатационная влага _попадает в ограждение от внутренних источников: при производственных процессах, связанных с применением или выделением воды, при мокрой уборке помещений, при прорывах водопроводных и канализационных сетей. При регулярном использовании воды в помещении делают водонепроницаемые полы и стены. При авариях необходимо как можно быстрее удалить влагу с ограждающих конструкций.

5) Гигроскопическая влага находится внутри ограждения вследствие гигроскопичности его материалов. Гигроскопичность – это свойство материала поглощать (сорбировать) влагу из воздуха. При длительном пребывании строительного изделия в воздухе с постоянными температурой и относительной влажностью, количество влаги, содержащейся в материале, становится неизменным (равновесным). Это равновесие влагосодержания соответствует гигротермическому состоянию внешней воздушно-влажной среды, и в зависимости от свойств материала (химического состава, пористости и т.д.), может быть

большим или меньшим. Нежелательно применять материалы с высокой гигроскопичностью в ограждениях. В то же время, применение гигроскопичных штукатурок (известковых) практикуется в местах с периодическим пребыванием людей, например, в церквях. Про такие впитывающие влагу при увлажнении воздуха и отдающие ее при снижении влажности воздуха стены говорят, что они «дышат».

6) Парообразная влага, находящаяся в воздухе, заполняющем поры строительных материалов. При неблагоприятных условиях влага может конденсироваться внутри ограждений. Во избежание отрицательных последствий конденсации влаги внутри ограждения оно должно быть грамотно сконструировано, чтобы уменьшить риск выпадения конденсата и создать условия для полного высыхания сконденсированной за зиму влаги летом.

7) Сконденсированная влага на внутренних поверхностях ограждений при высокой влажности внутреннего воздуха и температуре внутренней поверхности ограждения ниже точки росы. Меры борьбы с увлажнением внутренней поверхности ограждений связаны с вентиляцией помещений, снижающей влажность внутреннего воздуха, и с утеплением ограждающих конструкций, исключая понижение температуры, как на глади поверхности ограждения, так и в местах теплопроводных включений.

Отрицательные последствия увлажнения наружных ограждений

Известно, что с повышением влажности материалов ухудшаются **теплотехнические качества** ограждения за счет увеличения коэффициента теплопроводности материалов, что приводит к увеличению теплотерь здания и большим энергозатратам на отопление.

Теплопроводность увеличивается с повышением влажности материала из-за того, что вода, находящаяся в порах материала, имеет коэффициент теплопроводности около 0,58 Вт/м°C, что в 22 раза больше, чем у воздуха. Большая интенсивность возрастания коэффициента теплопроводности материала при

малой влажности происходит из-за того, что при увлажнении материала сначала заполняются водой мелкие поры и капилляры, влияние которых на теплопроводность материала больше, чем влияние крупных пор. Еще более резко возрастает коэффициент теплопроводности, если влажный материал промерзает, так как лед имеет теплопроводность $2,3 \text{ Вт/м}^\circ\text{С}$, что в 80 раз больше чем у воздуха. Установить общую математическую зависимость теплопроводности материала от его влажности для всех строительных материалов невозможно, так как на нее большое влияние оказывает форма и расположение пор. Увлажнение строительных конструкций приводит к снижению их теплозащитных качеств, приводя к увеличению коэффициента теплопроводности влажного материала.

На внутренних поверхностях ограждения с мокрыми слоями формируется более низкая температура, чем с сухими, создающая в помещении неблагоприятную радиационную обстановку. Если температура на поверхности ограждения окажется ниже точки росы, то на этой поверхности может выпадать конденсат. Влажный строительный материал неприемлем, так как является благоприятной средой для развития в нем грибов, плесени и других микроорганизмов, споры и мельчайшие частицы которых вызывают у людей аллергию и другие заболевания. Таким образом, увлажнение строительных конструкций ухудшает *гигиенические качества* ограждений.

Чем больше влажность материала, тем менее морозостоек материал, а, значит, недолговечен. Замерзающая в порах материалов и на стыках слоев вода разрывает эти поры, так как при превращении в лед вода расширяется. Деформация возникает также у ограждений, подверженных увлажнению, но выполненных из невлагостойких материалов, таких как фанера, гипс. Поэтому применение невлагостойких материалов в наружных ограждениях ограничено. Следовательно, увлажнение строительных материалов может иметь отрицательные последствия для *технических качеств* ограждений.

Влажный воздух

Атмосферный воздух, состоящий из кислорода, азота, углекислого газа и небольшого количества инертных газов всегда содержит некоторое количество влаги в виде водяного пара. Смесь сухого воздуха с водяным паром называют **влажным воздухом**. С достаточной для технических расчетов точностью можно считать, что влажный воздух подчиняется всем законам смеси идеальных газов. Каждый газ, в том числе и пар, входящий в состав смеси, занимает тот же объем, что и вся смесь. Пар находится под своим **парциальным давлением**, которое определяют по уравнению Менделеева-Клапейрона:

$$e_i = \frac{M_i RT}{V \mu_i} \quad (1.32)$$

где M_i – масса i -го газа, в данном случае водяного пара, кг;

R – универсальная газовая постоянная, равная 8314,41 Дж/(кмоль·К);

T – температура смеси в абсолютной шкале, К;

V – объем, занимаемый смесью газов, м³;

μ_i – молекулярный вес газа, кг/моль. Для водяного пара $\mu_n = 18,01528$ кг/кмоль.

По закону Дальтона сумма парциальных давлений газовых компонентов смеси равна **полному давлению смеси**. Влажный воздух принято рассматривать как **бинарную смесь**, состоящую из **водяного пара и сухой части атмосферного воздуха**, эффективный молекулярный вес которого равен $\mu_v \approx 29$ кг/моль. **Барометрическое давление влажного воздуха** $P_{\bar{o}}$, Па, складывается из парциального давления сухого воздуха e_{cv} , Па, и парциального давления пара e_n , Па:

$$P_{\bar{o}} = e_n + e_{cv} \quad (1.33)$$

Парциальное давление водяных паров называют также **упругостью водяного пара**.

Для характеристики меры увлажнения воздуха пользуются понятием **относительной влажности воздуха** φ , которая показывает степень насыщенности воздуха водяным паром в % или долях единицы полного насыщения при одинаковых температуре и давлении.

При относительной влажности 100% воздух полностью насыщен водяным паром и называется **насыщенным**. Парциальное давление насыщенного водяного пара называют также **давлением насыщения** воздуха водяным паром или **максимальной упругостью водяных паров** и обозначают E . Величина относительной влажности φ равна отношению парциального давления водяного пара e_n во влажном воздухе при определенных атмосферном давлении и температуре к давлению насыщения E при тех же условиях:

$$\varphi = \frac{e_n}{E} \quad (1.34)$$

или φ , %

$$\varphi = \frac{e_n}{E} 100 \quad (1.35)$$

Парциальное давление насыщенного водяного пара – максимальная упругость водяных паров – при заданном барометрическом давлении является функцией только температуры t :

$$E = f(t) \quad (1.36)$$

Его значения определяют экспериментальным путем и приводят в специальных таблицах [1]. Кроме того, имеется ряд формул, аппроксимирующих зависимость E от температуры. Например, формулы, приводимые в [1]:

- над поверхностью льда при температуре от -60°C до 0°C

$$E = \exp \frac{18,74t - 115,72}{233,77 + 0,881t} \quad (1.37)$$

- над поверхностью чистой воды при температуре от 0°C до 83°C

$$E = \exp \frac{16,57t - 115,72}{233,77 + 0,997t} \quad (1.38)$$

Нормальным для пребывания человека гигиенистами считается диапазон относительной влажности от 30% до 60%. При относительной влажности воздуха выше 60% испарение влаги с кожи человека затруднено и его самочувствие ухудшается. При более низкой относительной влажности воздуха, чем 30% испарение с поверхности кожи и слизистых оболочек человека усиливается, что вызывает сухость кожи, першение в горле, способствующие простудным заболеваниям.

При повышении температуры воздуха заданной абсолютной влажности в соответствии с формулой (1.35) его относительная влажность понижается, так как величина парциального давления водяного пара останется без изменения, а давление насыщения возрастет из-за увеличения температуры. Наоборот, при охлаждении воздуха относительная влажность возрастет вследствие снижения величины давления насыщения E . По мере остывания воздуха при некоторой его температуре, когда e_n станет равно E , относительная влажность воздуха станет равной 100%, то есть воздух достигнет полного насыщения водяным паром. Температура t_p , °C, при которой воздух с определенной абсолютной влажностью находится в состоянии полного насыщения, называется **точкой росы**. Если воздух будет охлаждаться ниже точки росы, то, часть влаги начнет конденсироваться из воздуха. Воздух при этом будет все время насыщен водяным паром, а давление насыщения воздуха E будет снижаться соответственно достигнутой температуре. При этом температура воздуха в каждый момент времени будет точкой росы для сформировавшейся абсолютной влажности воздуха.

При соприкосновении влажного воздуха с внутренней поверхностью наружного ограждения, имеющей температуру t_s ниже точки росы воздуха t_p , на этой поверхности будет конденсироваться водяной пар. Таким образом, условиями отсутствия выпадения конденсата на внутренней поверхности ограждения и в его толще является поддержание температуры выше точки ро-

сы, а это означает, что парциальное давление водяных паров в каждой точке сечения ограждения должно быть меньше давления насыщения.

Влажность материала

В капиллярно-пористых материалах в естественной воздушной среде всегда находится некоторое количество химически несвязанной влаги. Если образец материала, находящегося в естественных условиях, подвергнуть сушке, то его масса уменьшится. **Влажность по массе** w_m , %, определяется отношением массы влаги, содержащейся в образце, к массе образца в сухом состоянии:

$$w_m = \frac{m_1 - m_2}{m_2} 100 \quad (1.39)$$

где m_1 – масса влажного образца, кг,

m_2 – масса сухого образца, кг.

Объемная влажность w_o , %, определяется отношением объема влаги, содержащейся в образце, к объему образца:

$$w_o = \frac{V_1}{V_2} 100 \quad (1.40)$$

где V_1 – объем влаги в образце, м³,

V_2 – объем самого образца, м³.

Между влажностью по массе w_m и объемной влажностью w_o материала существует соотношение:

$$w_o = \frac{w_m \rho}{1000} \quad (1.41)$$

где ρ – плотность материала в сухом состоянии, кг/м³.

В расчетах чаще используется влажность по массе.

Паропроницание через ограждающие конструкции

Исключение конденсации водяного пара на внутренней поверхности ограждения не может гарантировать отсутствия конденсации влаги в толще ограждения.

Влага в строительном материале может находиться в трех различных фазах: твердой, жидкой и парообразной. Каждая фаза распространяется по своему закону.

Во избежание путаницы в терминологии сразу оговорим, что **паропроницаемость** – это свойство материалов и конструкции, выполненной из них, пропускать сквозь себя водяной пар и жидкую фазу, а **паропроницание** – это процесс проникания пара и жидкости через материал или ограждение.

Из экспериментальных исследований известно, что **потенциалом переноса пара и воды при незаполненных порах материала** – его движущей силой – служит **парциальное давление водяного пара в воздухе e , Па**.

При небольших значениях относительной влажности воздуха $\varphi < 0,30$ в порах материала конденсированная влага отсутствует, поверхность пор и капилляров может быть покрыта адсорбционной пленкой толщиной в 1 — 2 молекулярных слоя. Перемещение влаги при этом происходит только в виде пара. При больших значениях φ адсорбционные пленки утолщаются и может начаться поверхностная диффузия. Кроме того, капиллярная конденсация в мезопорах (мельчайших порах), может обусловить капиллярную диффузию пара. При увеличении ($\varphi > 0,90$) внутренняя поверхность материала покрывается смачивающими пленками, которые перемещаются под действием возникающих градиентов расклинивающего давления. Капиллярная конденсация в мезопорах приводит уже не только к усилению капиллярной диффузии пара, но и к капиллярному переносу жидкой влаги. Однако при этом может снизиться диффузия пара вследствие заполнения мезокапилляров конденсатом.

Внутри строительных материалов ограждения влажный воздух находится в порах материала. Влага перемещается от большего парциального давления к

меньшему.

В климатических условиях России наиболее актуальна задача движения влаги в зимний период. В холодный период года в помещении температура воздуха значительно выше, чем на улице. Более высокой температуре соответствует более высокое давление насыщения водяным паром E . Не смотря на то, что относительная влажность внутреннего воздуха меньше относительной влажности наружного, парциальное давление водяных паров во внутреннем воздухе e_v значительно превышает парциальное давление водяного пара в наружном воздухе e_n . Поэтому поток пара направлен из помещения наружу. Процесс проникновения пара и жидкой фазы через ограждение относится к **процессам диффузии**. Иначе говоря, водяной пар диффундирует сквозь ограждение. Диффузия есть чисто молекулярное явление, представляющее собой замену молекул одного газа молекулами другого, в данном случае замену молекул сухого воздуха в порах строительных материалов молекулами водяного пара. А процесс диффузии водяного пара через ограждения носит название **паропроницания**.

Паропроницаемость μ зависит от физических свойств материала и отражает его способность пропускать диффундирующий через себя водяной пар. Паропроницаемость материала μ количественно равна диффузионному потоку водяного пара, мг/ч, проходящего через m^2 площади, перпендикулярной потоку, при градиенте парциального давления водяного пара вдоль потока, равному 1 Па/м. При увеличении влажности материала его паропроницаемость возрастает.

Расчетные значения μ приведены в справочных таблицах [32]. Причем для изотропных материалов μ не зависит от направления потока влаги, а для анизотропных (древесины, других материалов, имеющих волокнистую структуру или прессованных) значения μ приводятся в зависимости от соотношения направлений потока пара и волокон. Паропроницаемость для теплоизоляционных материалов, как правило, рыхлых и с открытыми порами имеет большие значения, например, для минераловатных плит на синтетическом связующем при плотно-

сти $\rho=50 \text{ кг/м}^3$ коэффициент паропроницаемости равен $\mu=0,60 \text{ мг/(ч·м·Па)}$. Материалам большей плотности соответствует меньшее значение коэффициента паропроницаемости, например, тяжелый бетон на плотных заполнителях имеет $\mu=0,03 \text{ мг/(ч·м·Па)}$. Вместе с тем бывают исключения. Экструдированный пенополистирол, утеплитель с закрытыми порами, при плотности $\rho=25 - 45 \text{ кг/м}^3$ имеет $\mu=0,003 - 0,018 \text{ мг/(ч·м·Па)}$ и практически не пропускает через себя пар.

Материалы с минимальной паропроницаемостью используются в качестве *пароизоляционных слоев*. Для листовых материалов и тонких слоев *пароизоляции* ввиду очень малого значения μ в справочных таблицах [32] приводятся сопротивления паропроницанию и толщины этих слоев.

Паропроницаемость воздуха равна $\mu=0,0062 \text{ м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{Па} / \text{мг}$ при отсутствии конвекции и $\mu=0,01 \text{ м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{Па/мг}$ при конвекции [38]. Поэтому в расчетах сопротивления паропроницанию следует иметь в виду, что пароизоляционные слои ограждения, не обеспечивающие сплошности (имеющие щели) (пароизоляционная пленка, нарушенная внутренними связями ограждения, листовые пароизоляционные слои, проложенные даже внахлест, но без промазки швов пароизоляционной мастикой), будут иметь большую паропроницаемость, чем без учета этого обстоятельства.

Из физики известно, что имеется полная *аналогия между процессами паропроницания и теплопроводности*. Более того, соблюдается *аналогия в процессах теплоотдачи и влагоотдачи на поверхностях ограждения*. Поэтому можно рассматривать *аналогию между сложными процессами теплопередачи и влагопередачи* через ограждение. В таблице 1.2 представлены прямые аналоги в этих процессах.

По своему физическому смыслу *сопротивление паропроницанию слоя* ограждения – это разность упругостей водяного пара, которую нужно создать на поверхностях слоя, чтобы через 1 м^2 его площади диффундировал поток пара, равный 1 мг/ч .

Аналогия между процессами теплопередачи и влагопередачи при диффузии пара

Тепловое поле	Влажностное поле
Температура: - внутреннего воздуха $t_{в}$, °C; - внутренней поверхности $\tau_{в}$, °C; - на стыках слоев t_i, °C; - наружной поверхности $\tau_{н}$, °C; - наружного воздуха $t_{н}$, °C.	Парциальное давление водяных паров: - во внутреннем воздухе $e_{в}$, Па; - на внутренней поверхности $e_{вн}$, Па; - на стыках слоев e_i, Па; - наружной поверхности $e_{нп}$, Па; - в наружном воздухе $e_{н}$, Па.
Теплопроводность материала λ , Вт/(м·°C)	Паропроницаемость материала μ , мг/(ч·м·Па)
Термическое сопротивление слоя толщиной δ , м, $R_T = \delta / \lambda$, м ² ·°C/Вт	Сопротивление паропроницанию слоя толщиной δ , м, $R_n = \delta / \mu$, м ² ·ч·Па /мг
Коэффициенты теплоотдачи: - на внутренней поверхности $\alpha_{в}$, Вт/(м²·°C); - на наружной поверхности $\alpha_{н}$, Вт/(м²·°C).	Коэффициенты влагоотдачи: - на внутренней поверхности $\beta_{в}$, мг/(ч·м²·Па); - на наружной поверхности $\beta_{н}$, мг/(ч·м²·Па).
Сопротивление теплоотдаче на поверхностях ограждения - на внутренней $R_{гв} = 1/\alpha_{в}$, м²·°C/Вт; - на наружной $R_{гн} = 1/\alpha_{н}$, м²·°C/Вт.	Сопротивление влагоотдаче на поверхностях ограждения - на внутренней $R_{н.в} = 1/\beta_{в}$, м²·ч·Па/мг; - на наружной $R_{н.н} = 1/\beta_{н}$, м²·ч·Па/мг.
Общее сопротивление теплопередаче ограждения: $R_o = R_{гв} + \sum(\delta / \lambda) + R_{гн}$, м ² ·°C/Вт	Общее сопротивление паропроницанию ограждения: $R_{н.о} = R_{н.в} + \sum(\delta / \mu) + R_{н.н}$, м ² ·ч·Па/мг
Плотность теплового потока через	Плотность диффузионного потока

ограждение: $q=(t_в-t_n)/R_o, \text{ Вт/м}^2$	влаги через ограждение: $g=(e_в-e_n)/R_{n.o}, \text{ мг/(ч·м}^2\text{)}$
--	--

Общее сопротивление паропрооницанию ограждающей конструкции (при диффузии пара) складывается из сопротивлений паропрооницанию всех его слоев и сопротивлений влагообмену на его поверхностях, как это следует из выражения:

$$R_n = \delta / \mu \quad (1.42)$$

Сопротивление влагоотдаче на поверхностях ограждения:

- на внутренней:

$$R_{n.в} = 1 / \beta_в \quad (1.43)$$

- на наружной:

$$R_{n.н} = 1 / \beta_н \quad (1.44)$$

Коэффициент влагоотдачи, как правило, в инженерных расчетах общего сопротивления паропрооницанию не применяется, в расчетах используют непосредственно сопротивления влагоотдаче на поверхностях, принимая их значения равными $R_{n.в} = 0,0267 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па/мг}$, $R_{n.н} = 0,0052 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па/мг}$ [4].

Общее сопротивление паропрооницанию ограждения:

$$R_{n.o} = R_{n.в} + \sum (\delta / \mu) + R_{n.н} \quad (1.45)$$

Плотность диффузионного потока влаги через ограждение:

$$g = (e_в - e_n) / R_{n.o} \quad (1.46)$$

Упругость водяного пара, диффундирующего через ограждение, по мере прохождения через его толщу будет изменяться между значениями $e_в$ и e_n . Для

нахождения парциального давления водяного пара e_x в любом сечении ограждения (рисунок 1.8) пользуются формулой, аналогичной формуле (1.31) для определения распределения температуры по сечению ограждения:

$$e_x = e_v - \frac{R_{n,v-x} \cdot x}{R_{o,n}} \cdot (e_v - e_n) = e_n + \frac{R_{n,n-x} \cdot x}{R_{o,n}} \cdot (e_v - e_n) \quad (1.47)$$

где $R_{n,v-x}$, $R_{n,n-x}$ — сопротивления паропрооницанию, от точки x до соответственно внутреннего и наружного воздуха, $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па} / \text{мг}$.

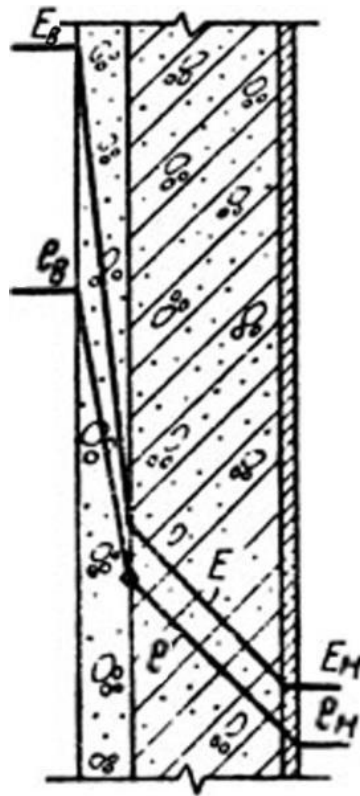


Рисунок 1.8. Распределение парциального давления и давления насыщения водяных паров по сечению ограждения

1.3. Воздухопроницание через ограждающие конструкции

Основные положения

Воздухопроницаемостью называется свойство строительных материалов и ограждающих конструкций пропускать сквозь себя поток воздуха, **воздухо-**

проницаемостью считают также расход воздуха в кг, который проходит через 1 м^2 ограждения за час G , $\text{кг}/(\text{м}^2\cdot\text{ч})$.

Воздухопроницанием через ограждения или материалы называют процесс проникновения воздуха сквозь их неплотности. Проникновение воздуха снаружи внутрь помещений называется **инфильтрацией**, а из помещения наружу – **эксфильтрацией**.

Различают два типа неплотностей, через которые осуществляется **фльтрация воздуха: поры строительных материалов и сквозные щели**. Щели образуют стыки стеновых панелей, щели в переплетах окон и в местах прилегания окна к оконной коробке и т. д. Кроме сквозной **поперечной фльтрации**, при которой воздух проходит через ограждение насквозь в направлении перпендикулярном поверхности ограждения, существует, по терминологии Р.Е.Брилинга [5], еще два вида фльтрации – **продольная и внутренняя**.

Вообще говоря, воздухопроницаемостью обладают все наружные ограждения, но в расчете теплопотерь обычно учитывается только инфильтрация через окна, балконные двери и витражи. Нормы плотности остальных ограждений исключают возможность сквозной воздухопроницаемости, ощутимо влияющей на тепловой баланс помещения.

Как уже было сказано, для пароизоляции ограждающих конструкций с их внутренней стороны делается плотный слой. Этот слой обычно достаточно воздухонепроницаем для поперечной фльтрации. Однако, если с наружной стороны фасадный слой не плотный, может происходить продольная фльтрация, заключающаяся в том, что под воздействием ветра холодный наружный воздух проходит внутрь ограждающей конструкции и в другом месте выходит из нее. Этим вызываются дополнительные теплопотери.

У современных наружных стен с вентилируемым фасадом в слоях из минеральной ваты, пенополистирола или других вспененных материалов может наблюдаться продольная фльтрация [10], которая местно снижает приведен-

ное сопротивление этих конструкций за счет выноса фильтрующимся воздухом теплоты в атмосферу.

Даже, если с обеих сторон ограждающей конструкции обеспечена хорошая защита от проникновения воздуха, а внутренние слои выполнены из воздухопроницаемых материалов, движение воздуха внутри конструкции может возникнуть из-за разности температур в толще ограждения по типу движения воздуха в замкнутых воздушных прослойках. Однако, внутренняя фильтрация, как правило, не увеличивает заметно коэффициент теплопередачи ограждения.

Инфильтрация и эксфильтрация и, вообще, любая фильтрация воздуха возникают под воздействием *перепадов полных давлений воздуха* ΔP , Па, с разных сторон ограждения. То есть, *потенциалом переноса воздуха* через материалы и ограждающие конструкции является разность давлений воздуха внутри здания и снаружи. Она объясняется, во-первых, различной плотностью холодного наружного воздуха и теплого внутреннего – *гравитационной составляющей* и, во-вторых, действием ветра, создающего положительное дополнительное давление в набегающем потоке с наветренной стороны и разрежение с подветренной – *ветровой составляющей*.

Разность давлений на наружной и внутренней поверхности ограждений

Известно, что в столбе газа статическое *гравитационное давление* переменное по высоте. Гравитационное давление P_{gp} , Па, в любой точке наружного воздуха на высоте h от поверхности земли, равно:

$$P_{gp} = P_{атм} - \rho_n g h \quad (1.48)$$

где $P_{атм}$ – атмосферное давление на уровне условного нуля отсчета, Па;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

ρ_n – плотность наружного воздуха, кг/м³.

Ветровое давление $P_{ветр}$, Па, в зависимости от направления ветра на разных поверхностях здания будет различным, что в расчетах учитывается аэродинамическим коэффициентом c , показывающим какую долю от динамического давления ветра составляет статическое давление на наветренном, боковых и подветренном фасадах. Избыточное ветровое статическое давление на здание пропорционально динамическому давлению ветра $\rho_n \cdot v^2 / 2$ при его скорости v , м/с.

Скорости ветра измеряются на метеостанциях на высоте 10 м от земли на открытой местности. В застройке и по высоте скорость ветра изменяется. Для учета изменения скорости ветра в различных типах местности и на разной высоте применяется коэффициент $k_{дин}$, значения которого регламентированы СП 20.13330.2011 [31]. Коэффициент $k_{дин}$, учитывающий изменение ветрового давления по высоте h , там представлен в зависимости от типа местности. Принимаются следующие типы местности:

А – открытые побережья морей, озер и водохранилищ, пустыни, степи, лесостепи, тундра;

В – городские территории, лесные массивы и другие местности, равномерно покрытые препятствиями высотой более 10 м;

С – городские районы с застройкой зданиями высотой более 25 м.

Сооружение считается расположенным в местности данного типа, если эта местность сохраняется с наветренной стороны сооружения на расстоянии $30h$ – при высоте сооружения h до 60 м и 2 км – при большей высоте.

В соответствии с вышесказанным ветровое давление на каждом фасаде равно:

$$P_{ветр} = \frac{\rho_n v^2}{2} c k_{дин} \quad (1.49)$$

где ρ_n - плотность наружного воздуха, кг/м³;

v - скорость ветра, м/с;

c - аэродинамический коэффициент на расчётном фасаде;

$k_{дин}$ - коэффициент учета изменения скоростного давления ветра в зависимости от высоты здания, принимаемый по [31].

По СП 20.13330.2011 [31] для большинства зданий величина аэродинамического коэффициента на наветренной стороне равна $c_n=0,8$, а на подветренной – $c_z= -0,6$.

Так как гравитационное и ветровое давления независимы друг от друга, для нахождения полного давления наружного воздуха $P_{нар}$ на здание, их складывают:

$$P_{нар} = P_{гр} + P_{ветр} = P_{атм} - \rho_n gh + \frac{\rho_n v^2}{2} c k_{дин} \quad (1.50)$$

За условный ноль давления $P_{усл}$ Па, по предложению В.П.Титова [35] принимается абсолютное давление на подветренной стороне здания на уровне наиболее удаленного от поверхности земли элемента здания, через который возможно движение воздуха (верхнее окно подветренного фасада, вытяжную шахту на кровле).

$$P_{усл} = P_{атм} - \rho_n gH + \frac{\rho_n v^2}{2} c_z k_{дин} \quad (1.51)$$

где c_z - аэродинамический коэффициент, соответствующий подветренной стороне здания;

H - высота здания или высота над землей верхнего элемента, через который возможно движение воздуха, м.

Тогда полное избыточное давление P_n , Па, формирующееся в наружном воздухе в точке на высоте h здания, определяется по формуле:

$$P_n = P_{нар} - P_{усл} = \rho_n g(H - h) + \frac{\rho_n v^2}{2} (c - c_z) k_{дин} \quad (1.52)$$

На рисунке 1.9 показаны эпюры гравитационного $P_{гр}$ и ветрового $P_{ветр}$ давлений и уровень, на котором принят условный ноль давления $P_{усл}$.

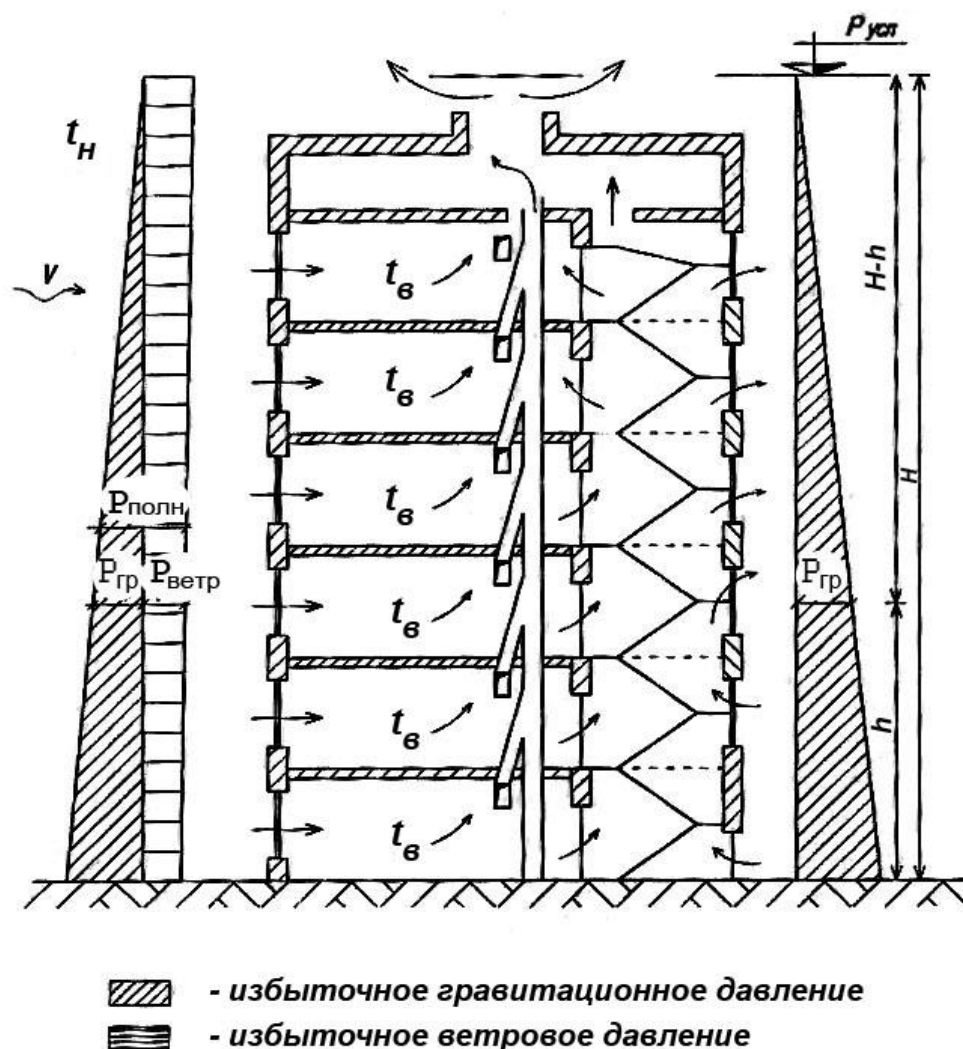


Рисунок 1.9. Формирование воздушных потоков в многоэтажном здании с естественной вентиляцией

В каждом помещении создается свое полное избыточное внутреннее давление, которое складывается из давления, сформированного различным давлением на фасадах здания $P_{в}$, Па, и гравитационного давления $P_{гр,в}$, Па. Так как в здании температура воздуха всех помещений приблизительно одинакова, внутреннее гравитационное давление зависит только от высоты центра помещения h :

$$P_{zp.в} = \rho_в g(H - h) \quad (1.53)$$

где $\rho_в$ – плотность внутреннего воздуха, кг/м³.

Для простоты расчетов внутреннее гравитационное давление принято относить к наружному давлению со знаком минус:

$$\begin{aligned} P_n &= \rho_n g(H - h) + \frac{\rho_n v^2}{2} (c - c_3) k_{дин} - \rho_в g(H - h) = \\ &= g(H - h)(\rho_n - \rho_в) + \frac{\rho_n v^2}{2} (c - c_3) k_{дин} \end{aligned} \quad (1.54)$$

Этим за пределы здания выносятся переменная гравитационная составляющая, и поэтому полное давление в каждом помещении становится постоянным по его высоте.

Плотность воздуха ρ , кг/м³, может быть определена по формуле:

$$\rho = \frac{353}{273 + t} \quad (1.55)$$

где t – температура воздуха.

Величины внутреннего полного избыточного давления $P_в$ для одинаково ориентированных помещений одного этажа могут различаться в силу того, что для каждого помещения формируется свое значение внутреннего давления. Определение внутренних давлений в помещениях является задачей полного расчета воздушного режима здания [6], который довольно трудоемок. Но для упрощения расчета внутреннее давление $P_в$ принято приравнивать к давлению в лестничной клетке.

Существуют упрощенные методы расчета внутреннего давления в здании. Наиболее распространен расчет, справедливый для зданий с равномерно распределенными окнами на фасадах, когда за условно постоянное внутреннее

давление в здании принимается полусумма ветрового и максимального гравитационного давления по выражению:

$$P_e = \frac{H}{2}(\rho_n - \rho_e)g + \frac{\rho_n v^2}{2} \cdot \frac{(c - c_3)k_{дин}}{2} \quad (1.56)$$

Второй, более громоздкий способ расчета величины P_e , Па, предложенный в [36], отличается от первого тем, что ветровое давление усредняется по площадям фасадов. Выражение для внутреннего давления при рассмотрении одного из фасадов в качестве наветренного принимает вид:

$$P_e = \frac{H}{2}(\rho_n - \rho_e)g + \frac{\rho_n v^2}{2} \cdot k_{дин} \left[\frac{c_n - c_3}{2} A_n + \frac{c_b - c_3}{2} A_b \right] / (A_n + A_b + A_3) \quad (1.57)$$

где c_n , c_b , c_3 - аэродинамические коэффициенты на наветренном, боковом и подветренном фасадах;

A_n , A_b , A_3 - площади окон и витражей на наветренном, боковых и подветренном фасадах, m^2 .

В расчетах теплотеря учитывается, что каждый фасад может быть наветренным. Следует обратить внимание на то, что величина внутреннего давления P_e , принимаемая по (1.57), получается различной для каждого фасада. Эта разница тем заметнее, чем больше отличается плотность окон и витражей на различных фасадах. Для зданий с равномерным распределением окон по фасадам величина P_e , приближается к получаемой по (1.56). Таким образом, использование формулы (1.57) для расчета внутреннего давления оправдано в случаях, когда распределение световых проемов по фасадам явно неравномерно или когда рассматриваемое здание примыкает к соседнему, или один фасад либо его часть не имеют окон совсем.

Разность наружного и внутреннего давлений по разные стороны ограждения на наветренном фасаде на любой высоте h с учетом формулы (1.54) равна:

$$\Delta P = (H - h)(\rho_n - \rho_v)g + \frac{\rho_n v^2}{2} \cdot (c - c_3)k_{\text{дин}} - P_v \quad (1.58)$$

Разность давлений ΔP для окон одного фасада разных этажей будет отличаться только величиной гравитационного давления (первое слагаемое), зависящего от разности $H-h$ отметок верхней точки здания, принятой за ноль отсчета, и центра рассматриваемого окна. На рисунке 9 показана картина распределения потоков в здании со сбалансированной вентиляцией.

Воздухопроницаемость строительных материалов

Строительные материалы в основной своей массе являются пористыми телами. Размеры и структура пор у различных материалов неодинакова, поэтому воздухопроницаемость материалов в зависимости от разности давлений проявляется по-разному.

На рисунке 1.10 показана качественная картина зависимости воздухопроницаемости G от разности давлений ΔP для строительных материалов, приведенная К.Ф.Фокиным [38].

Прямолинейный участок от 0 до точки a на кривой I свидетельствует о ламинарном движении воздуха по порам материала с равномерной пористостью при малых значениях разности давлений. Выше этой точки на криволинейном участке происходит турбулентное движение. В материалах с разными размерами пор движение воздуха турбулентно даже при малой разности давлений, что видно из кривизны линии II. В маловоздухороницаемых материалах, напротив, движение воздуха по порам ламинарно и при довольно больших разностях давлений, поэтому зависимость G от ΔP линейна при любой разности давлений (линия III). Во влажных материалах (кривая IV) при малых ΔP , меньших определенной минимальной разности давлений $\Delta P_{\text{мин}}$, воздухопроницаемость отсутствует, и лишь при превышении этой величины, когда разность давлений окажется достаточной для преодоления сил поверхностного натяжения воды, со-

держащейся в порах материала, возникает движение воздуха. Чем выше влажность материала, тем больше величина $\Delta P_{\text{мин}}$.

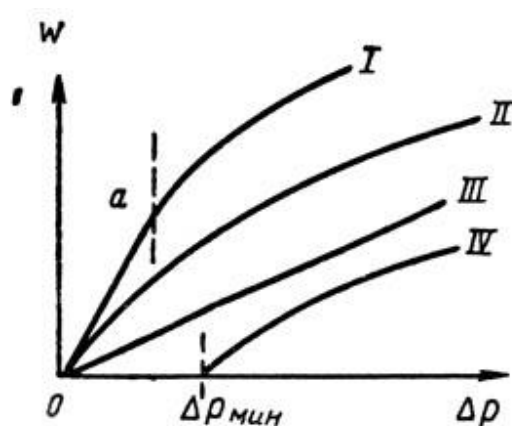


Рисунок 1.10. Влияние пористости материала на его воздухопроницаемость. I – материалы с равномерной пористостью (типа пенобетона); II – материалы с порами различных размеров (типа засыпок); III – маловоздухопроницаемые материалы (типа древесины, цементных растворов), IV – влажные материалы.

При ламинарном движении воздуха в порах материала справедлива зависимость:

$$G = i \frac{\Delta P}{\delta} \quad (1.59)$$

где G – воздухопроницаемость ограждения или слоя материала, кг/(м²·ч);

i – коэффициент воздухопроницаемости материала, кг/(м·Па·ч);

δ – толщина слоя материала, м.

Коэффициент воздухопроницаемости материала аналогичен коэффициенту теплопроводности и показывает степень воздухопроницаемости материала, численно равную потоку воздуха в кг, проходящему сквозь 1 м² площади, перпендикулярной направлению потока, при градиенте давления, равном 1 Па/м.

Величины коэффициента воздухопроницаемости для различных строительных материалов отличаются друг от друга значительно. Например, для минеральной ваты $i \approx 0,044$ кг/(м·Па·ч), для неавтоклавного пенобетона $i \approx 5,3 \cdot 10^{-4}$ кг/(м·Па·ч), для сплошного бетона $i \approx 5,1 \cdot 10^{-6}$ кг/(м·Па·ч).

При турбулентном движении воздуха в формуле (2.59) следует заменить ΔP на ΔP^n . При этом показатель степени n изменяется в пределах 0,5 – 1. Однако на практике формула (2.59) применяется и для турбулентного режима течения воздуха в порах материала.

В современной нормативной литературе не применяется понятия коэффициент воздухопроницаемости. Материалы и конструкции характеризуются *сопротивлением воздухопроницанию* R_u , м²·ч/кг при разности давлений по разные стороны $\Delta P_o = 10$ Па, которое при ламинарном движении воздуха находится по формуле:

$$R_u = \frac{1}{G} \cdot \frac{\Delta P}{\Delta P_o} \quad (1.60)$$

где G – воздухопроницаемость слоя материала или конструкции, кг/(м²·ч).

Сопротивление воздухопроницанию ограждений в своей размерности не содержит размерности потенциала переноса воздуха – давления. Такое положение возникло из-за того, что в нормативных документах [30, 32] делением фактической разности давлений ΔP на нормативное значение давлений $\Delta P_o = 10$ Па, сопротивление воздухопроницанию приводится к разности давлений $\Delta P_o = 10$ Па.

В [32] приведены значения *сопротивления воздухопроницанию* для слоев некоторых материалов и конструкций.

Для окон, в неплотностях которых движение воздуха происходит при смешанном режиме, сопротивление воздухопроницанию, м²·ч/кг, определяется из выражения:

$$R_u = \frac{1}{G} \cdot \left(\frac{\Delta P}{\Delta P_o} \right)^{\frac{2}{3}} \tag{1.61}$$

Глава 2. Защитные свойства наружных ограждающих конструкций

2.1 Расчетные параметры наружной среды для теплотехнических расчетов

Холодный период года и отопительный период

Уровень теплозащиты ограждающих конструкций в различных местностях должен быть различным. Наружная среда на различных территориях воздействует на ограждающие конструкции по-разному. Параметры наружной среды постоянно меняются. Совокупность непрерывно меняющихся значений метеорологических элементов и атмосферных явлений, наблюдаемых в данный момент времени в определенном месте, называется *погодой*. Понятие «погода» относится к текущему состоянию атмосферы. Статистический многолетний режим погоды на определенной территории называется *климатом*. Зная, в каком климате находится местность, можно с уверенностью сказать, какой погоды в этой местности принципиально быть не может. Для выбора информации о наружной среде опираются на климатические данные.

Проектные показатели теплозащиты здания должны отвечать нормируемым уровням наружных климатических параметров в **холодный период года**, которым в соответствии с [29], считается отрезок времени со среднесуточной температурой наружного воздуха, равной 8°C и ниже. По [30] для основной массы зданий понятие **отопительного периода** совпадает с понятием холодного периода года и только для лечебно-профилактических, детских учреждений и домов-интернатов для престарелых считается периодом со средней суточной температурой наружного воздуха не менее 10 °C.

Параметрами наружного климата, учитываемыми в *теплотехнических расчетах*, являются: *температура наружного воздуха, скорость ветра, зона влажности района строительства*. Одни значения параметров климата описывают наиболее холодный расчетный период и называются *расчетными*, определяющими обычно установленные мощности оборудования. Другие –

средние уровни в пределах какого-либо периода, как правило, используются в расчетах эксплуатационных характеристик за весь этот период. При выборе теплозащиты периодом эксплуатации считается отопительный период, эксплуатационной характеристикой, интересующей специалистов за этот период, являются, например, энергозатраты на возмещение тепловых потерь через наружные ограждения за отопительный период. Значения климатических параметров холодного периода года принимаются по табл. 1* СНиП "Строительная климатология" [29], где в алфавитном порядке расположены областные и краевые центры, все остальные пункты даны внутри области или края.

Расчетная температура наружного воздуха

Самые холодные погодные условия в пределах отопительного периода года описываются *расчетными значениями климатических параметров*. Они не являются абсолютными экстремумами для района строительства. Дело в том, что экстремальные, наиболее суровые условия, бывают очень редко – раз в сотни лет. Ориентация на эти значения приводит к значительному удорожанию строительства. Поэтому расчетные уровни принимаются с некоторой *обеспеченностью*, под которой понимается суммарная вероятность того, что данный параметр не превзойдет (в холодный период года по суровости) расчетного значения.

Наиболее значимым параметром холодного периода года для выбора теплозащитных качеств наружных ограждений считается температура. Так как ограждения и помещения обладают тепловой инерцией, иначе говоря, требуют времени для охлаждения или нагрева до изменившейся температуры окружающего воздуха, принято в качестве расчетной t_n принимать *среднюю температуру наиболее холодной пятидневки* – среднюю температуру пяти последовательных суток с самой низкой средней температурой за год.

До 1994 года расчетная температура наружного воздуха для проектирования ограждения увязывалась с его тепловой инерцией. Для «легких» огражде-

ний, быстро остывающих при понижении температуры наружного воздуха, за расчетную температуру принималась средняя температура наиболее холодных суток, а для «массивных» - средняя температура наиболее холодной пятидневки. Пятидневка, как расчетный период усреднения температуры наружного воздуха, в 1946 году была предложена К.Ф.Фокиным [38]. К.Ф.Фокин, во-первых, сделал анализ многолетних данных об изменении температуры наружного воздуха в период похолодания и дал предложения по «нормализации» расчетных кривых изменения температуры наружного воздуха. Во-вторых, он экспериментально установил, что стена из полнотелого кирпича толщиной 64 см, какие в то время были наиболее распространены, имеет теплотери за 5 суток при переменной температуре наружного воздуха такие же, как если бы температура наружного воздуха держалась постоянной и равной средней за эти 5 суток.

После 1994 года, когда теплозащита зданий была значительно усилена, посчитали, что все ограждения можно отнести к числу «массивных» и расчетной температурой для теплотехнического расчета ограждающих конструкций была принята средняя температура наиболее холодной пятидневки.

Но за **расчетную температуру наружного воздуха t_n** принимается не самая низкая средняя температура наиболее холодной пятидневки, а с **обеспеченностью 0,92**.

Для получения этого значения выбиралась наиболее холодная пятидневка в каждый год рассматриваемого отрезка n лет (в [29] период с 1925 по 1980 годы). Выделенные значения температуры наиболее холодной пятидневки t_5 ранжировались в порядке убывания. Каждому значению присваивался номер m . Обеспеченность каждого m -го члена ряда из n компонентов $K_{об}$ в общем случае вычисляется по формуле:

$$K_{об} = (1 - m/n) \quad (2.1)$$

Средние температура и продолжительность отопительного периода

Для характеристики отопительного периода служат *средняя температура* $t_{o.n.}$, °C, и *продолжительность* $z_{o.n.}$, сут, этого периода. Причем они относятся к отрезку времени с устойчивыми значениями граничной температуры отопительного периода. Отдельные дни со средней суточной температурой, равной или ниже соответственно 8°C или 10°C, не учитываются. Эти данные приведены в СП 131.133330.2012 «Строительная климатология» [29].

Расчетный и среднесезонный ветер

За *расчетную скорость ветра* v принимается максимальная из средних скоростей ветра в январе по румбам (направлениям) ветра. Но учитывается только ветер, повторяемость румба которого составляет 16% и более. В случае, когда средняя скорость ветра по румбу повторяемостью 12-15% превышает на 1 м/с и более наибольшую из средних скоростей ветра по румбу повторяемостью 16%, максимальная скорость ветра принимается по румбу повторяемостью 12-15%. Ветровой режим отопительного периода характеризуется средней скоростью $v_{o.n.}$, м/с, за этот период.

Влажностные условия района строительства

Для описания влажностных условий района строительства СНиП «Тепловая защита зданий» [30] выделяет три климатических зоны влажности: 1 – влажная, 2 – нормальная, 3 – сухая, которые обозначены на географической карте России. Она составлена В.М.Ильинским [17] на основе значений комплексного показателя, который рассчитан по соотношению среднего за месяц для безморозного периода количества осадков на горизонтальную поверхность, относительной влажности воздуха в 15 ч самого теплого месяца, среднегодовой суммарной солнечной радиации на горизонтальную поверхность, годового размаха среднемесячных значений (января и июля) температуры воздуха.

2.2 Расчетные параметры внутреннего микроклимата

В ГОСТ 30494-11 [14] приведены расчетные значения параметров внутреннего микроклимата жилых и общественных зданий в оптимальных для пребывания человека и в допустимых диапазонах. Причем для жилых зданий и зданий детских дошкольных учреждений эти данные выделены в самостоятельные таблицы. Помещения общественных зданий разделены на 6 категорий. При определении теплозащиты общественных зданий следует определить категорию основных функциональных помещений здания. Например, в административном здании основными являются кабинеты и рабочие комнаты, в школе – классы. Иногда одно здание делится на отдельные функциональные зоны, для которых принимаются свои расчетные параметры.

В теплотехнических расчетах сопротивления теплопередаче ограждений жилых и общественных зданий *за расчетную температуру внутреннего воздуха $t_{\text{в}}$* принимается [30] *минимальное значение оптимальной температуры.*

Расчетную относительную влажность внутреннего воздуха в теплотехнических расчетах принимают для исключения выпадения конденсата в местах теплопроводных включений ограждающих конструкций, в углах и оконных откосах, откосах зенитных фонарей. Эта относительная влажность несколько завышена по отношению к поддерживаемой для комфортного пребывания людей, так как выбирается максимально возможной в расчетном помещении. Для теплотехнических расчетов следует принимать: для помещений жилых зданий, больничных учреждений, диспансеров, амбулаторно-поликлинических учреждений, родильных домов, домов-интернатов для престарелых и инвалидов, общеобразовательных детских школ, детских садов, яслей, яслей-садов (комбинатов) и детских домов – 55%, для помещений кухонь – 60%, для ванных комнат – 65%, для подвалов и подполий с коммуникациями – 75%; для теплых чердаков жилых зданий – 55%; для помещений общественных зданий (кроме вышеуказанных) – 50% [30].

В зависимости от сочетания расчетной температуры и расчетной относительной влажности внутреннего воздуха, принимаемых для теплотехнических расчетов, внутренний режим по влажностным условиям делят [30] на сухой, нормальный, влажный и мокрый. Например, при температуре внутреннего воздуха от 12 °С до 24 °С, то есть для диапазона температур, охватывающего большинство жилых и общественных помещений, влажностный режим считается сухим при относительной влажности 50% и ниже, то есть сюда попадают административные помещения и другие без скопления людей. При относительной влажности свыше 50% и до 60% – нормальным, к этой категории относятся все помещения, перечисленные в предыдущем абзаце, для которых нормируется влажность 55% и 60%. Помещения с относительной влажностью свыше 60% и до 75% считаются влажными, а свыше 75% – мокрыми. К последним относят, как правило, производственные помещения с мокрым режимом. Ванные залы бассейнов считаются помещениями с мокрым режимом, так как при расчетной влажности для теплотехнических расчетов 67% в них поддерживается температура воздуха выше 24 °С.

Парциальное давление водяных паров во внутреннем воздухе для теплотехнических расчетов определяют по расчетным значениям температуры t_v , °С, и относительной влажности φ_v , %, по формуле:

$$e_v = \frac{E_v \cdot \varphi_v}{100} \quad (2.2)$$

где E_v – давление насыщенных водяных паров при расчетной температуре внутреннего воздуха t_v , Па.

2.3 Требуемое сопротивление теплопередаче наружного ограждения

Показатели теплозащиты здания

Свод правил [30] устанавливает три требования к теплозащитной оболочке здания:

- а) приведенное сопротивление теплопередаче отдельных ограждающих конструкций должно быть не меньше нормируемых значений (поэлементные требования);
- б) удельная теплозащитная характеристика здания должна быть не больше нормируемого значения (комплексное требование);
- в) температура на внутренних поверхностях ограждающих конструкций должна быть не ниже минимально-допустимых значений (санитарно-гигиеническое требование).

Требования к тепловой защите считаются удовлетворенными при одновременном выполнении пунктов а), б), в).

Требуемое (нормируемое) сопротивление теплопередаче ограждающей конструкции – это минимально допустимое сопротивление теплопередаче для рассматриваемого ограждения. Для ограждающих конструкций помещений с температурой внутреннего воздуха выше 12°C приведенное сопротивление теплопередаче наружных ограждений R_o^{np} , м²·°C/Вт, следует принимать не менее нормируемого значения, исходя из **нормы энергосбережения** за отопительный период, определяемой по таблице 3 [30].

В таблице величины требуемых сопротивлений теплопередаче R_o^{mp} , м²·°C/Вт, приводятся в зависимости от назначения здания, назначения ограждения и числа градусо-суток отопительного периода $ГСОП$, °C·сут. Градусо-сутки отопительного периода $ГСОП$, °C·сут, определяют по формуле:

$$ГСОП = (t_g - t_{om}) \cdot z_{om} \quad (2.3)$$

где t_g – расчетная температура внутреннего воздуха для основных помещений здания, °C, по п. 2.2;

$t_{o.n}$, $z_{o.n}$ – средняя температура, °C, и продолжительность, сут, отопительного периода в районе строительства, принимаемые по [29].

Тот факт, что в качестве расчетных параметров для выбора требуемого сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций принимается средняя за отопительный период температура и его продолжительность, а не температура наиболее холодной пятидневки, объясняется тем, что основным требованием, обосновывающим этот выбор, является минимизация энергопотребления на отопление за отопительный период.

Требуемые сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций могут быть снижены по сравнению с приведенными значениями в таблице 3 [30], если при *этом удельная характеристика расхода тепловой энергии на отопление и вентиляцию здания* окажется ниже нормативной, установленной СП 50.13330.2012. Снижение требуемого сопротивления теплопередаче выполняется домножением значения по таблице 3 [30] на понижающий коэффициент, который не должен быть ниже: для стен 0,63, для окон 0,95, для покрытий и перекрытий 0,8.

До 1994 года ограждающие конструкции имели сопротивление теплопередаче, обеспечивающее минимально возможную границу *по санитарно-гигиеническим условиям*. При расчете требуемого сопротивления теплопередаче ограждений R_o^{mp} , м²·°C/Вт, исходили из поддержания в заданных пределах разности Δt_n , °C, между температурой внутренней поверхности ограждения и внутреннего воздуха в расчетный зимний период:

$$R_o^{mp} = \frac{(t_e - t_n) \cdot n}{\Delta t_n \cdot \alpha_e} \quad (2.4)$$

где n – коэффициент положения ограждения относительно наружного воздуха, уменьшающий разность температуры для ограждений, не соприкасающихся с наружным воздухом. Значения коэффициента принимаются по [30];

t_e – расчетная температура внутреннего воздуха для теплотехнического расчета наружных ограждений для основных помещений зданий, °C,

t_n - расчетная температура наружного воздуха в холодный период года, °C, равная средней температуры наиболее холодной пятидневки с обеспеченностью 0,92;

Δt_n - нормируемый температурный перепад между температурой внутреннего воздуха t_n и температурой внутренней поверхности $t_{\text{в}}$ ограждения. Значения нормируемого перепада Δt_n приведены в [30] в зависимости от функционального назначения здания и назначения ограждения;

$\alpha_{\text{в}}$ - коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности ограждающих конструкций, Вт/(м²·°C). Для стен полов, гладких потолков, потолков с выступающими ребрами при отношении высоты ребер к расстоянию между гранями соседних ребер не более 0,3, $\alpha_{\text{в}}=8,7$ Вт/(м²·°C), для окон $\alpha_{\text{в}}=8$ Вт/(м²·°C), для зенитных фонарей $\alpha_{\text{в}}=9,9$ Вт/(м²·°C).

В настоящее время формула (2.4) применяется для определения требуемого сопротивления теплопередаче наружных ограждений (кроме окон) производственных зданий с большими избытками теплоты, для зданий, предназначенных для сезонной эксплуатации (весной или осенью), а также для зданий с расчетной температурой внутреннего воздуха 12°C и ниже. Формула (2.4) определяет норму сопротивления теплопередаче внутренних ограждений здания, если разность температуры разделяемых помещений равна 6°C и более. При этом за температуру наружного t_n и внутреннего воздуха $t_{\text{в}}$ принимаются расчетные значения температуры помещений, разделенных ограждением, а коэффициент n приравнивается к 1. По формуле (2.4) определяют минимально допустимое сопротивление теплопередаче ограждающих конструкций реконструируемых зданий, являющихся памятниками архитектуры, так как для сохранения архитектурного облика в таких зданиях нельзя делать утепление фасадов снаружи.

Понятие об экономически целесообразном сопротивлении теплопередаче ограждения

Рост цен на тепловую энергию, в последние годы происходящий наиболее быстро, делает весьма актуальной задачу по определению *экономически целесообразной толщины утеплителя* в наружных ограждениях здания. Наиболее простая модель, дающая упрощенное представление об экономическом анализе, направленном на решение этой задачи, называется *методом минимума приведенных затрат*. Она состоит в следующем. Инвестор осуществляет единовременные вложения (*капитальные затраты*) K на строительство 1 м^2 ограждающей конструкции. Годовые затраты на компенсацию теплопотерь через 1 м^2 этой конструкции зависят от ее сопротивления теплопередаче и составляют величину $\mathcal{E}$ (*эксплуатационные затраты*). Суммарные затраты на строительство и эксплуатацию конструкции в течение T лет (*приведенные затраты*) составляют:

$$P=K+T\mathcal{E} \quad (2.5)$$

Задача заключается в минимизации величины P . 1 м^2 конструкции. Упрощенно можно считать, что капитальные затраты линейно зависят от толщины утеплителя, а следовательно, от сопротивления теплопередаче ограждения. В то же время эксплуатационные затраты обратно пропорциональны сопротивлению теплопередаче, потому что, чем оно больше, тем меньше теплопотери, и тем меньше затраты на отопление. Чтобы найти минимум приведенных затрат $P^{\min}$ и соответствующее ему экономически целесообразное приведенное сопротивление теплопередаче $R_o^{\text{эк}}$, надо продифференцировать выражение (2.4) и, приравняв нулю производную, найти искомую величину сопротивления теплопередаче.

Графической интерпретацией этого расчета может служить рисунок 2.1.

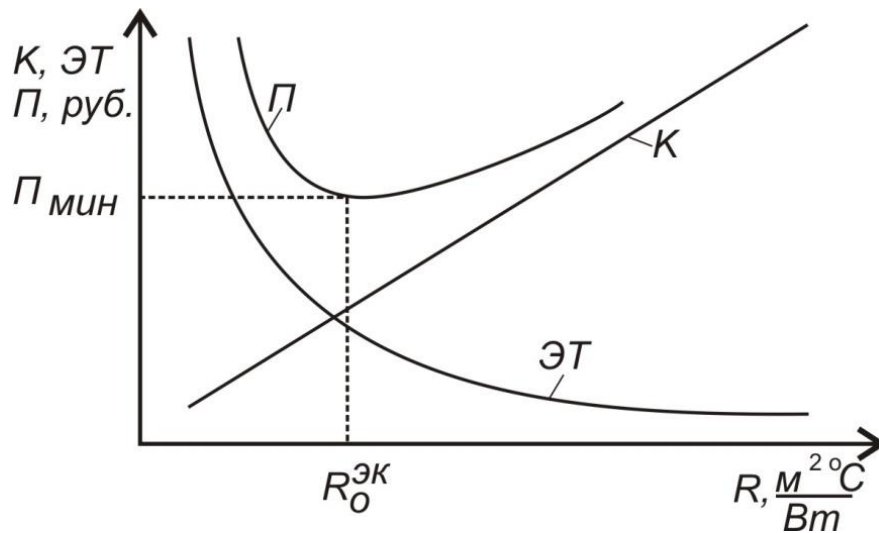


Рисунок 2.1. К расчету приведенных затрат

Недостатком этой методики, указанных в [11], является то, что изменение капитальных затрат на конструкцию считается линейной функцией от ее сопротивления теплопередаче R_o . На самом деле по мере увеличения R_o капитальные затраты меняются скачкообразно. Так как K - это одно из слагаемых приведенных затрат Π , то дифференцирование выражения (2.5) становится не корректным.

В современных условиях рыночной экономики методом выявления экономически целесообразного сопротивления теплопередаче ограждающей конструкции считается **метод совокупных дисконтированных затрат (СДЗ)** [25], которые рассчитываются по формуле:

$$\text{СДЗ} = K \cdot \left(1 + \frac{p}{100}\right)^T + \text{Э} \cdot \left[\left(1 + \frac{p}{100}\right)^T - 1 \right] \cdot \left(\frac{100}{p} \right) \quad (2.6)$$

где p - норма дисконта, %, равная среднерыночной банковской ставке по кредитам;

K - капитальные затраты, руб., для соответствующего варианта;

T - годы;

Э - годовые эксплуатационные затраты по вариантам.

Суть метода заключается в том, что для оплаты дополнительного утепления здания привлекаются заемные средства. Если годовая экономия расходов на тепловую энергию в дополнительно утепленном варианте превзойдет годовой процент за кредит, то вариант рентабелен, если нет, то следует уменьшить толщину доутепления. При использовании выражения (2.6.) удастся более корректно выявить экономическую целесообразность одного варианта утепления над другим. Для определения срока окупаемости средств следует построить графики *СДЗ* для сравниваемых вариантов от T и найти точку их пересечения. Таким образом, метод позволяет найти вариант не только с минимальными *СДЗ* за заданное число лет, но и определить за какое время дополнительные затраты окупятся. На рисунке 2.2 показана качественная картинка сравнения *СДЗ* для двух вариантов.

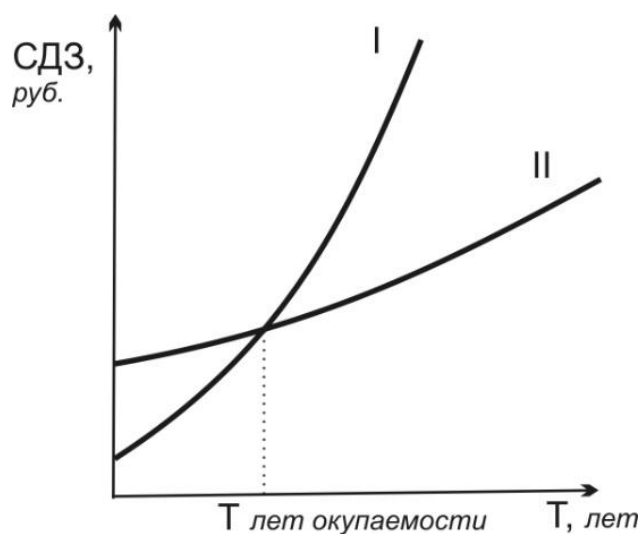


Рисунок 2.2. Сравнение совокупных дисконтированных затрат на два варианта утепления здания и нахождение срока окупаемости дополнительных капитальных затрат (вариант II) меньшими эксплуатационными затратами (вариант I)

2.4. Влияние влажностного режима наружного ограждения на его теплозащитные качества

Конструирование ограждающей конструкции с теплотехнической точки зрения

В общем случае ограждение состоит из конструктивного слоя, теплоизоляционного слоя и внутреннего и наружного фактурных слоев. Фактурные слои несут защитную функцию от непосредственного воздействия на внутренние слои ограждающей конструкции. Основную нагрузку в формировании тепловлажностного режима ограждения несут теплоизоляционный и конструктивный слои. Важным является вопрос: в какой очередности от наружной поверхности надо располагать теплоизоляционный и конструктивный слои.

Конструктивным слоем является, как правило, материал с высокой плотностью ρ_k , обладающий высокой теплопроводностью λ_k и с малой паропрооницаемостью μ_k . Теплоизоляционный слой, наоборот, имеет малую плотность $\rho_{т.и}$, малую теплопроводность $\lambda_{т.и}$ и высокую паропрооницаемость $\mu_{т.и}$. То есть можно утверждать: $\rho_k > \rho_{т.и}$; $\lambda_k > \lambda_{т.и}$; $\mu_k < \mu_{т.и}$.

Для ответа на поставленный выше вопрос рассмотрим два двухслойных ограждения, состоящих из одинаковых конструктивного и теплоизоляционного слоев. Толщина конструктивного слоя в обоих ограждениях одинакова, также как и толщина теплоизоляционных слоев. Отличаются стены только перестановкой слоев. Оба ограждения находятся в равных условиях: температура t_n и парциальное давление водяных паров e_n наружного воздуха, а также температура t_e и парциальное давление водяных паров e_e внутреннего воздуха одинаковы для обоих ограждений.

Построим распределения температуры по сечению каждой стены (рисунок 2.3) и по полученным значениям температур определим давления насыщения E . Построим также линию изменения парциального давления водяных паров e по сечению стен. Значения потенциала переноса влаги – парциального давления водяных паров e – выше внутри помещения, чем снаружи, что вызывает потен-

I – теплоизоляционный слой, II – конструктивный слой

(а) – конструкция с наружным утеплением стены, (б) - конструкция с внутренним теплоизоляционным слоем, где из построения E оказалось меньше e , что говорит о вероятной конденсации в толще ограждения), (в) - конструкция с внутренним теплоизоляционным слоем, по горизонтали стена показана в масштабе сопротивлений паропрооницанию.

Если линии E и e пересекаются (чего физически не бывает), это говорит о вероятности конденсации водяного пара в ограждающей конструкции. Для определения зоны возможной конденсации водяного пара внутри конструкции следует из точек $e_{в.пов}$ и $e_{н.пов}$ соответственно на внутренней и наружной поверхностях ограждающей конструкции провести касательные к линии максимальной упругости водяного пара. При этом следует иметь в виду, что отрезки линии E внутри каждого слоя не являются отрезками прямых линий. Поэтому эти отрезки лучше построить по нескольким точкам (взять одну – две точки внутри слоя). Зона возможной конденсации лежит внутри области между точками касания к линии E . Для точности нахождения зоны конденсации в случае неоднородной конструкции (когда она состоит больше, чем из одного материала: из двух и более слоев), следует при построении сечения конструкции представить толщину ограждения в масштабе сопротивлений паропрооницанию (а не длин). Такое построение показано на рисунке 13 в.

Полученные границы зоны конденсации водяного пара позволяют определить поток g , мг/(ч·м²), выпадающего конденсата. Для этого необходимо из плотности диффузного потока влаги, приходящего к зоне конденсации с внутренней стороны ограждения, вычесть плотность диффузного потока конденсата, уходящего от зоны конденсации к наружной поверхности конструкции.

В расчете используем формулу (1.46):

$$g = \frac{(e_{в.пов} - e_1)}{R_{n,в.пов-1}} - \frac{(e_2 - e_{н.пов})}{R_{n,2-н.пов}} \quad (2.7)$$

где $e_{в.пов}$, $e_{н.пов}$ – парциальное давление водяного пара соответственно на внутренней и наружной поверхностях ограждающей конструкции, Па;

e_1, e_2 – парциальные давления на границах зоны конденсации, Па;

$R_{n, в. пов-1}, R_{n, 2-н. пов}$ – сопротивления паропрооницанию соответственно от внутренней поверхности до левой границы зоны конденсации, и от правой границы зоны конденсации до наружной поверхности ограждения, $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па} / \text{мг}$.

Из рисунка 13 видно, что в случае расположения теплоизоляционного слоя с внутренней стороны, риск выпадения конденсата выше. Следовательно, слой утеплителя необходимо располагать ближе к наружной поверхности ограждающей конструкции.

Такое расположение приводит к следующим преимуществам:

1. Снижается возможность выпадения конденсата внутри ограждающей конструкции, отпадает необходимость ставить пароизоляцию с внутренней стороны ограждения.

2. Стык конструктивного и теплоизоляционного слоев находится всегда в зоне положительных температур, что исключает образование и оттаивание льда и, как следствие, отслаивание утеплителя от конструктивного слоя.

3. Несущие конструкции здания или сооружения находятся при стабильных температурах и подвергаются незначительным температурным деформациям.

4. Ограждения более теплоустойчивы как к воздействию суточных колебаний параметров наружной среды, так и к колебаниям теплоступлений от внутренних тепловых источников.

Плоскость максимального увлажнения

Требуемые сопротивления паропрооницанию ограждения между внутренней средой и плоскостью возможной конденсации, $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па} / \text{мг}$, выполняется в соответствии с [30]. **Плоскость возможной конденсации** в однородной (однослойной) ограждающей конструкции располагается на расстоянии, равном $2/3$ толщины конструкции от ее внутренней поверхности, а в многослойной кон-

струкции совпадает с наружной поверхностью утеплителя. Требуемые сопротивления паропроницанию нормируются исходя:

- из условия недопустимости накопления влаги в ограждающей конструкции за годовой период эксплуатации. В этом случае в среднем за год поток влаги, приходящий в ограждающую конструкцию через внутреннюю поверхность, должен быть не больше, чем поток влаги, высыхающий с наружной поверхности:

$$\frac{(e_B - E)}{R_{П,вн}} \leq \frac{E - e_H}{R_{П,нар}} \quad (2.8)$$

тогда требуемое сопротивление теплопередаче по первому условию $R_{П1}^{TP}$, Па, равно:

$$R_{П1}^{TP} = \frac{(e_B - E)R_{П,нар}}{E - e_H} \quad (2.9)$$

где: $R_{П,нар}$ – сопротивление паропроницанию, м²·чПа/мг, части ограждающей конструкции, расположенной между наружной средой и плоскостью возможной конденсации;

$R_{П,вн}$ – сопротивление паропроницанию, м²·чПа/мг, части ограждающей конструкции, расположенной между внутренней средой и плоскостью возможной конденсации;

e_B – парциальное давление водяных паров в воздухе помещения, Па, по п. 2.2;

E – парциальное давление водяного пара, Па, в плоскости возможной конденсации за годовой период эксплуатации, определяемое по формуле:

$$E = (E_1 \cdot z_1 + E_2 \cdot z_2 + E_3 \cdot z_3) / 12 \quad (2.10)$$

E_1, E_2, E_3 – парциальное давление водяного пара, Па, принимаемое по температуре в плоскости возможной конденсации, устанавливаемой при

средней температуре наружного воздуха соответственно зимнего, весенне-осеннего и летнего периодов (при расчете E_3 для летнего периода температура внутреннего воздуха должна приниматься не ниже средней температуры наружного воздуха для этого периода.

z_1, z_2, z_3 – продолжительность, мес, зимнего, весенне-осеннего и летнего периодов года, определяемая по табл. 1 с учетом следующих условий:

- а) к зимнему периоду относятся месяцы со средними температурами наружного воздуха ниже минус 5 °С;
- б) к весенне-осеннему периоду относятся месяцы со средними температурами наружного воздуха от минус 5 °С до плюс 5 °С;
- в) к летнему периоду относятся месяцы со средними температурами воздуха выше плюс 5 °С;

- из условия ограничения влаги в ограждающей конструкции за период с отрицательными среднемесячными температурами наружного воздуха. Это второе ограничение требует, чтобы масса влаги M , мг, которую может вобрать в себя без деструкции (разрушения) теплоизоляционный слой, была больше массы влаги, накапливающейся в ограждающей конструкции в течение месяцев с отрицательными среднемесячными температурами наружного воздуха:

$$M \geq \frac{24z_o(e_B - E_o)}{R_{П,вн}} - \frac{24z_o(E_o - e_{H1})}{R_{П,нар}} \quad (2.11)$$

где E_o – парциальное давление водяного пара, Па, в плоскости возможной конденсации, определяемое при средней температуре наружного воздуха периода месяцев с отрицательными средними месячными температурами;

z_o – продолжительность, сут, периода влагонакопления, принимаемая равной периоду с отрицательными средними месячными температурами наружного воздуха по [29];

e_{H1} – среднее парциальное давление водяного пара наружного воздуха, Па, периода месяцев с отрицательными среднемесячными температурами, определяемое по [29].

Коэффициент 24 приводит продолжительность z_0 к часам.

Масса влаги, которая допускается в материале утеплителя, M , мг определяется из выражения:

$$M = 1000000 \rho_{y\vartheta} \delta_{y\vartheta} \frac{\Delta w_{y\vartheta}}{100} \quad (2.12)$$

где $\rho_{y\vartheta}$ – плотность материала увлажняемого слоя, кг/м³;

$\delta_{y\vartheta}$ – толщина увлажняемого слоя ограждающей конструкции, м, принимаемая равной $2/3$ толщины однородной (однослойной) стены или толщине теплоизоляционного слоя (утеплителя) многослойной ограждающей конструкции;

$\Delta w_{y\vartheta}$ – предельно допустимое приращение расчетного массового отношения влаги в материале увлажняемого слоя, %, за период влагонакопления, принимаемое по [30].

Таким образом, за увлажняемый слой принят утеплитель. Предельно допустимое приращение расчетного массового отношения влаги в материале увлажняемого слоя $\Delta w_{y\vartheta}$ показывает, какую долю от массы утеплителя толщиной $\delta_{y\vartheta}$, м, и плотностью $\rho_{y\vartheta}$, кг/м³, может в себя вобрать утеплитель, не разрушаясь.

Тогда требуемое сопротивление паропроницанию по второму условию $R_{П2}$, Па, равно:

$$R_{П2}^{TP} = \frac{0,0024 z_0 (e_B - E_o)}{\rho_{y\vartheta} \delta_{y\vartheta} \Delta w_{y\vartheta} + 0,0024 z_0 (E_o - e_{H1}) / R_{П,нар}} \quad (2.13)$$

Если какое-либо из двух условий не выполняется, то необходимо принять более плотные слои с внутренней стороны. Можно приближенно рассчитать необходимое сопротивление паропроницанию дополнительного пароизоляционного слоя по формуле. Расчет выполняется на основе построения, подобного показанному на рисунке 136 при температуре наружного воздуха, равной средней января:

$$R_{п.доп} \geq \frac{R_{п.о}(e_{\vartheta} - E_{кр}) - R_{п.кр}(e_{\vartheta} - e_n)}{E_{кр} - e_n} \quad (2.14)$$

где $R_{п.о}$ – общее сопротивление паропроницанию, $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па} / \text{мг}$, определяемое по (1.45);

$R_{п.кр}$ – сопротивление паропроницанию от воздуха помещения до критического сечения стены, в котором разность $(e - E)$ максимальна, $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па} / \text{мг}$;

$E_{кр}$ – упругость водяного пара при полном насыщении в критическом сечении стены, Па.

Тепловлажностные условия эксплуатации ограждающих конструкций здания

Влажностное состояние материалов в ограждающих конструкциях зданий зависит от климата района строительства и от влажностного режима помещений. Различные сочетания наружных и внутренних влажностных режимов формируют условия эксплуатации ограждающих конструкций. Принято выделять две градации условий: А и Б. Условиям эксплуатации А соответствуют сочетания сухого или нормального влажностного режима помещения (по п. 1.2) с сухой зоной района строительства, а так же сухого режима помещения с нормальной климатической зоной влажности. Все остальные сочетания влажностного режима помещения и климатических зон влажности формируют условия эксплуатации Б, что отражено в [30].

Рекомендуемые [32] значения λ приняты при температуре, равной 25 °С. Для различных строительных материалов с указанием их плотности нормативные значения λ , соответствующие условиям эксплуатации А и Б, приведены в ряде документов, например, в [30]. При этом в таблице указана весовая влажность материала, соответствующая условиям эксплуатации.

2.5 Влияние воздухопроницаемости наружного ограждения на его теплозащитные качества

Требуемое сопротивление воздухопроницанию

Приведенное сопротивление воздухопроницанию окон, балконных дверей, витражей и световых фонарей жилых, общественных и производственных зданий в соответствии с [30] должно быть не менее *нормируемого сопротивления воздухопроницанию* $R_{и}^{тп}$, м²·ч/кг:

$$R_{и}^{тп} = \frac{1}{G_{и}} \left(\frac{\Delta P}{\Delta P_0} \right)^{2/3} \quad (2.15)$$

где $G_{и}$ – нормируемая воздухопроницаемость ограждающих конструкций, кг/(м²·ч);

ΔP_0 - разность давлений воздуха на наружной и внутренней поверхностях светопрозрачных ограждений, при которой определяется сопротивление воздухопроницанию, $\Delta P_0 = 10$ Па;

ΔP - разность давлений воздуха на наружной и внутренней поверхностях светопрозрачных ограждений, которая формируется по разные стороны рассматриваемого окна.

Нормируемая воздухопроницаемость – это максимальная разрешенная воздухопроницаемость конструкции при любых погодных условиях, в которых может находиться здание, принимаемая в соответствии с СП [30]. Например, для жилых и общественных зданий допускается проникновение через окно не

более 5 кг/(ч·м²) при деревянных переплетах и 6 кг/(ч·м²) при металлических или пластиковых.

Для определения расчетной разности давлений при нахождении требуемого сопротивления воздухопроницанию окна в [30] заложена преобразованная формула (1.58). Наибольшая разность давлений наблюдается в холодный расчетный период на окнах первого этажа, расположенных на наветренном фасаде. Для них расчетная разность давлений может быть получена подстановкой (1.56) в (1.58) при условии, что h , расчетная высота, м, от уровня земли до центра рассматриваемого окна, близка к 0. Тогда:

$$\begin{aligned}\Delta P &= (H-h) \cdot (\rho_n - \rho_v) \cdot g + (\rho_n \cdot v^2 / 2) \cdot K_{\text{дин}} \cdot (c_n - c_3) - P_v \approx \\ &\approx H \cdot (\rho_n - \rho_v) \cdot g + (\rho_n \cdot v^2 / 2) \cdot K_{\text{дин}} \cdot (c_n - c_3) - 0,5 \cdot H \cdot (\rho_n - \rho_v) \cdot g - \\ &\quad - 0,5 \cdot (\rho_n \cdot v^2 / 2) \cdot K_{\text{дин}} \cdot (c_n - c_3) = \\ &= 0,5 \cdot H \cdot (\rho_n - \rho_v) \cdot g + 0,25 \cdot (\rho_v \cdot v^2) \cdot K_{\text{дин}} \cdot (c_n - c_3)\end{aligned}\quad (2.16)$$

В [30], во-первых, принято, что расстояние от центра окна первого этажа до верха здания H равно высоте здания от земли до верха здания (с запасом), во-вторых, что для большинства зданий произведение $(c_n - c_3) \cdot K_{\text{дин}}$ приближается к 1, в-третьих, величину ρ_{ext} заменили на γ_n / g , и, в-четвертых, для некоторого запаса коэффициенты увеличили, и формула для расчета разности давлений при определении требуемого сопротивления воздухопроницанию приняла вид:

$$\Delta P = 0,55 \cdot H \cdot (\gamma_n - \gamma_v) + 0,03 \gamma_n v^2 \quad (2.17)$$

где v – расчетная скорость ветра – максимальная из средних скоростей ветра в январе по румбам v ;

γ_n, γ_v – объемный вес наружного и внутреннего воздуха, Н/м³, $\gamma_n = \rho_n \cdot g$; $\gamma_v = \rho_v \cdot g$.

Объемный вес воздуха γ можно определить по формуле:

$$\gamma = (3463)/(273+t) \quad (2.18)$$

где t – температура, при которой рассчитывается γ . Для определения γ_n температура наружного воздуха принимается равной средней температуре наиболее холодной пятидневки обеспеченностью 0,92, а при расчете γ_v – равной расчетной температуре внутреннего воздуха $t_{в}$.

Приведенное сопротивление воздухопроницанию окон, балконных дверей, витражей и световых фонарей жилых, общественных и производственных зданий

Величина приведенного сопротивления воздухопроницанию окон жилых, общественных и производственных зданий R_n , $\text{м}^2 \cdot \text{ч} / \text{кг}$ при $\Delta P = 10$ Па, должна по сертификату на заполнение проема быть больше $R_n^{\text{тр}}$.

Потребность в теплоте на нагревание инфильтрационного воздуха

Расход наружного воздуха, поступающего в помещения в результате инфильтрации в расчетных условиях, зависит от объемно-планировочного решения здания, плотности окон, балконных дверей, витражей. Задача инженерного расчета для каждого помещения сводится к определению расхода инфильтрационного воздуха G , $\text{кг} / \text{ч}$, через отдельные ограждения помещения. Так как проникновение воздуха в помещения через стены и покрытия невелики, ими обычно пренебрегают и рассчитывают только инфильтрацию через заполнения световых проемов, а также через закрытые двери и ворота, которые в обычном эксплуатационном режиме не открываются. В расчетах энергопотребления за отопительный период теплотраты на нагревание инфильтрационного воздуха выполняется через все имеющиеся в здании входные двери и ворота в закрытом состоянии. Затраты теплоты на врывание воздуха через открывающиеся двери и ворота в расчетном режиме учитываются добавками к основным теплопотерям через входные двери и ворота.

Расчет должен выявить максимально возможную в расчетных условиях инфильтрацию, поэтому считается, что каждое окно или дверь находится на наветренной стороне здания.

Расчетная разность давлений ΔP , Па, для окна или двери каждого этажа рассчитывается по формуле (1.58) при расчетных температурах наружного и внутреннего воздуха (определяющих плотность наружного и внутреннего воздуха ρ_n и ρ_v) и скорости ветра.

Внутреннее давление P_v в таких расчетах обычно приближенно принимается по (1.56). Тогда разность давлений по разные стороны воздухопроницаемого элемента здания принимает вид:

$$\begin{aligned}\Delta P &= (H-h) \cdot (\rho_n - \rho_v) \cdot g + (\rho_n \cdot v^2 / 2) \cdot K_{\text{дин}} \cdot (c_n - c_3) - P_v \approx \\ &= (H-h) \cdot (\rho_n - \rho_v) \cdot g + (\rho_{\text{ext}} \cdot v^2 / 2) \cdot K_{\text{дин}} \cdot (c_n - c_3) - \\ &- 0,5 \cdot H \cdot (\rho_n - \rho_v) \cdot g - 0,5 \cdot (\rho_n \cdot v^2 / 2) \cdot K_{\text{дин}} \cdot (c_n - c_3) = \\ &= 0,5 H \cdot (\rho_n - \rho_v) \cdot g - h \cdot (\rho_n - \rho_v) \cdot g + \\ &+ 0,25 (\rho_n \cdot v^2 / 2) \cdot K_{\text{дин}} \cdot (c_n - c_3)\end{aligned}\quad (2.19)$$

где H – высота здания от земли до верха вытяжной шахты, м;

h – расстояние от земли до центра рассматриваемого воздухопроницаемого элемента в здании (окна, балконной двери, входной двери в здание, ворот, витража), м;

ρ_n, ρ_v – плотности, кг/м³, наружного и внутреннего воздуха, определяемые по формуле (1.55);

g – ускорение свободного падения $g = 9,81$ м/с²;

$K_{\text{дин}}$ – коэффициент, с помощью которого учитывают изменение динамических свойств ветра в застройке в зависимости от высоты h , принимается по [31];

c_n, c_3 – аэродинамические коэффициенты на наветренном и подветренном фасадах.

Из формулы (2.19) видно, что при определенных соотношениях значений слагаемых формулы на верхних этажах может сформироваться отрицательная

разность давлений $\Delta P = P_n - P_v$, что означает возможность эксфильтрации. Положительная разность давлений (наружное давление больше внутреннего) формирует инфильтрацию. Расход инфильтрационного воздуха $G_{\text{инф}}$, кг/(ч·м²), при этой разности давлений составит:

- через окна:

$$G_{\text{инф}} = (1/R_{\text{и,ок}}^{\text{тр}}) \cdot (\Delta P / \Delta P_o)^{2/3} \quad (2.20)$$

- через двери и ворота:

$$G_{\text{инф}} = (1/R_{\text{и,дв}}^{\text{тр}}) \cdot (\Delta P / \Delta P_o)^{1/2} \quad (2.21)$$

где $R_{\text{и,ок}}^{\text{тр}}$ – фактическое сопротивление воздухопроницанию окна, м²·ч/кг, при $\Delta P = 10$ Па;

$R_{\text{и,дв}}^{\text{тр}}$ – фактическое сопротивление воздухопроницанию двери и ли ворот, м²·ч/кг, при $\Delta P = 10$ Па.

ΔP_o – разность давлений, принятая для определения требуемого сопротивления воздухопроницанию, $\Delta P_o = 10$ Па.

Расход теплоты на нагревание инфильтрационного воздуха $Q_{\text{инф}}$, Вт, определяется по формуле:

$$Q_{\text{инф}} = 0,28 \cdot G_{\text{инф}} \cdot c \cdot A \cdot (t_v - t_n) \cdot k \quad (2.22)$$

где c – теплоемкость воздуха, $c = 1,006$ кДж/(кг·°C);

k – коэффициент учета влияния встречного теплового потока в воздухопроницаемых конструкциях, равный 0,7 – для окон и балконных дверей с тройными отдельными переплетами, 0,8 – для окон и балконных дверей с двойными отдельными переплетами, 0,9 – для окон и балконных дверей со спаренными переплетами, и 1 – для окон и балконных дверей с одинарными переплетами.

Расчеты показали [20], что через плотные окна в многоэтажных зданиях существует инфильтрация, которая доходит до 20% от трансмиссионных теплотерь и должна быть учтена в тепловой нагрузке на отопление здания.

Глава 3. Стационарная теплопередача

3.1. Стационарная теплопередача через сложное ограждение

Основное дифференциальное уравнение и методы его решения

Процесс передачи теплоты через ограждение, все параметры которого остаются неизменными во времени, называется *стационарным* и является наиболее простым случаем теплопередачи. К стационарной теплопередаче обычно стремятся привести расчетные условия. Когда это удастся, решение сводится к рассмотрению сравнительно простых стационарных температурных полей и режимов теплопередачи конструкций.

Тепловые и влажностные процессы, рассмотренные выше, также относятся к стационарным. Но это были *одномерные температурные и влажностные поля* с распространением температуры и парциального давления водяного пара в одном направлении (вдоль одной оси).

Ранее сказано, что приведенное сопротивление теплопередаче может быть определено с использованием расчетов двухмерного или трехмерного температурного поля конструкции, так как этот расчет способен определить средний тепловой поток, проходящий через неоднородную конструкцию или ее фрагмент.

В этом разделе будут рассмотрены методы решения задач, связанных с двухмерным и трехмерным распределением температуры в конструкции, без которых невозможно определить приведенное сопротивление теплопередаче ограждающей конструкции. *Двумерные и трехмерные температурные поля* в ограждениях возникают по многим причинам. Во-первых, из-за примыкания ограждений друг к другу и неоднмерной геометрии самого ограждения (рисунок 3.1). То есть, наличие углов, которые образуют наружные стены, примыкание перекрытий и перегородок к ним, нарушение глади стены различными проемами, заполненными окнами, витражами, дверями и т. д. приводит к искривлению температурного поля. Кроме того сами современные наружные ограж-

дения отличаются сложностью своей конструкции. В них нередко имеются теплопроводные включения в виде регулярно уложенных связей, кронштейнов, обрамляющих контуров и других конструктивных элементов.

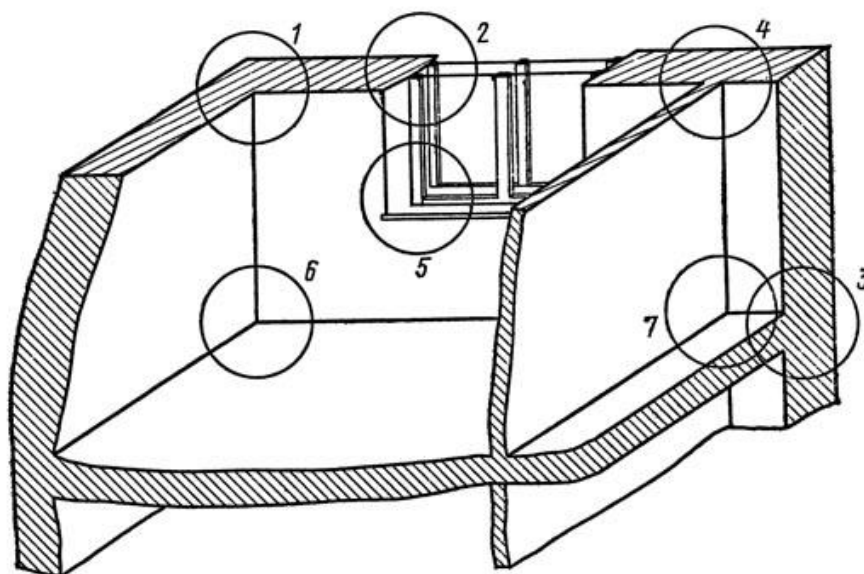


Рисунок 3.1. Элементы формирования двумерных и трехмерных температурных полей в наружных ограждениях здания

При рассмотрении конструкции с двумерным или трехмерным температурным полем инженера интересует два вопроса: какая наименьшая температура сформируется в какой-либо точке на внутренней поверхности наружного ограждения, и какие теплотери двумерной зоны следует учесть в нагрузке на отопление.

Двумерное температурное поле описывается дифференциальным уравнением:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda(x, y) \frac{\partial t}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda(x, y) \frac{\partial t}{\partial y} \right] = 0, \quad (3.1)$$

где $\lambda(x, y)$ - заданное значение теплопроводности в каждой точке поля, Вт/(м.оС).

Уравнение температурного поля в однородной изотропной массе упрощается:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = 0. \quad (3.2)$$

Решение этого уравнения для различных условий может выполняться различными методами. *Аналитические методы* применимы только для простейших случаев, но они бывают полезны, так как позволяют приближенно рассчитать температурное поле и определить наиболее значимые факторы, влияющие на процесс теплопередачи.

Численные сеточные методы обычно реализуются на ЭВМ. К таким методам относятся метод конечных разностей, метод конечного элемента и др. Эти методы могут достигать практически любой требуемой точности, но весьма трудоемки, и, как правило, требуют хорошей математической подготовки. *Приближенные инженерные методы* связаны, во-первых, с экспертной оценкой процесса, а во-вторых, основаны на обобщении результатов подробных и трудоемких расчетов. Из *методов физической аналогии* в настоящее время реально применяется метод электротепловой аналогии.

3.2. Метод конечных разностей. Решение в прямоугольных координатах

Метод конечных разностей относится к методам сеток. Сущность метода сеток [1] состоит в замене температурного поля с распределенными параметрами полем с сосредоточенными параметрами, путем разбиения области двумерного сечения конструкции на элементарные площадки (рисунок 15 а и б), центры которых соединяют сосредоточенными термическими сопротивлениями.

Уравнение стационарной двумерной теплопроводности в случае однородного изотропного материала для такой сетки записывают в конечных разностях следующим образом:

$$\frac{\Delta_x^2 t}{\Delta x^2} + \frac{\Delta_y^2 t}{\Delta y^2} = 0 \quad (3.3)$$

Вторые конечные разности приращения температуры в направлениях x , $\Delta_x^2 t$, и y , $\Delta_y^2 t$, равны:

$$\Delta_x^2 t = (t_{x+\Delta x, y} - t_{x, y}) - (t_{x, y} - t_{x-\Delta x, y}) = t_{x+\Delta x, y} + t_{x-\Delta x, y} - 2t_{x, y} \quad (3.4)$$

$$\Delta_y^2 t = (t_{x, y+\Delta y} - t_{x, y}) - (t_{x, y} - t_{x, y-\Delta y}) = t_{x, y+\Delta y} + t_{x, y-\Delta y} - 2t_{x, y} \quad (3.5)$$

Решение уравнения (3.3) относительно температуры в произвольном узле сетки t_0 (рисунок 3.2), если шаг сетки Δx в направлении x и Δy в направлении y одинаковый, может быть получено в виде:

$$t_{x, y} = \frac{t_{x+\Delta x, y} + t_{x-\Delta x, y} + t_{x, y+\Delta y} + t_{x, y-\Delta y}}{4} \quad (3.6)$$

Таким образом, при однородном поле температура в произвольном узле сетки с равными шагами по обеим координатам равна среднеарифметическому значению температуры в соседних узлах. Для конструкции неоднородной и с произвольным шагом разбивки сетки решение конечноразностного уравнения относительно $t_{x, y}$ имеет вид:

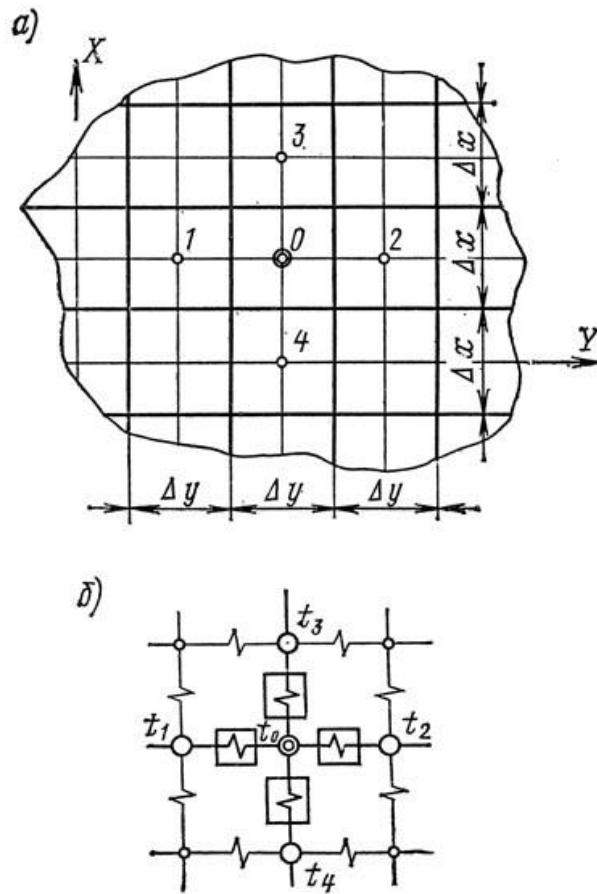


Рисунок 3.2. Сетка, разбивающая непрерывное температурное поле на элементарные площадки (а) и схема термических сопротивлений, связывающая сосредоточенные центры блоков (б)

$$t_{x,y} = \frac{k_{x+\Delta x} t_{x+\Delta x,y} + k_{x-\Delta x} t_{x-\Delta x,y} + k_{y+\Delta y} t_{x,y+\Delta y} + k_{y-\Delta y} t_{x,y-\Delta y}}{k_{x+\Delta x} + k_{x-\Delta x} + k_{y+\Delta y} + k_{y-\Delta y}}. \quad (3.7)$$

где $k_{x-\Delta x}$, $k_{x+\Delta x}$, $k_{y+\Delta y}$, $k_{y-\Delta y}$ – проводимости соединений тепловой сетки (их определение для двух частных случаев приведено на рисунках 16 и 17).

Из уравнения (3.7) следует, что в общем случае температура в произвольном узле равна средневзвешенному (по проводимостям связей) значению температур в соседних узлах. Это уравнение может быть использовано и для определения температуры в узлах одного материала, в узлах на стыках материальных слоев (рисунок 3.3) и в узлах, граничащих с поверхностью ограждения (рисунок 3.4).

Граничное условие на поверхности записываются следующим образом:

$$-\lambda_x \frac{\partial t}{\partial x} = \alpha \cdot (\tau_\delta - t_\delta) \quad (3.8)$$

где α – коэффициент теплоотдачи на поверхности, Вт/(м²·°C);

t_δ – известная температура воздуха у поверхности, °C;

τ_δ – неизвестная температура поверхности, °C. На рисунке 3.4 узел 0 отстоит от поверхности на $l/2 = \Delta x/2$.

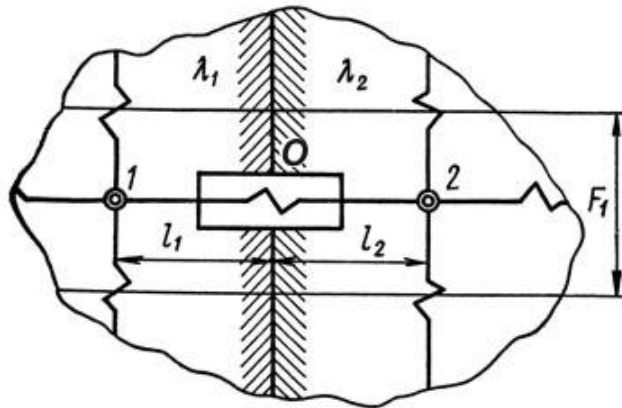


Рисунок 3.3. К определению проводимостей теплоты между центрами элементарных площадок для неоднородного поля

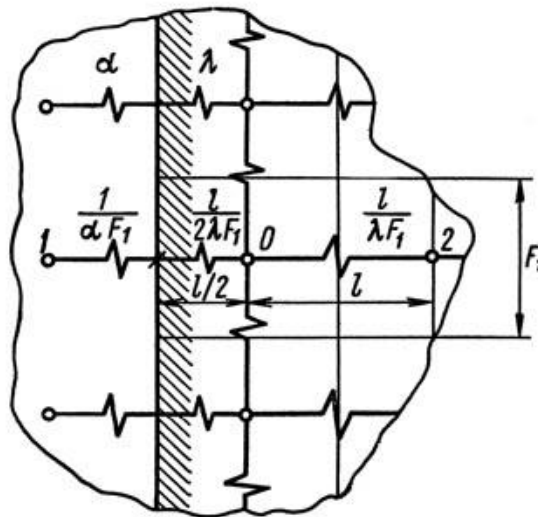


Рисунок 3.4. К определению проводимостей теплоты на границе тела со средой

Проводимость k между узлами должна определяться по правилу сложения параллельно и последовательно расположенных термических сопротивлений R .

Может быть два случая определения термических сопротивлений. Сопротивление теплопроводности однородного плоского элемента равно:

$$R=l/(\lambda F_1) \quad (3.9)$$

где l – расстояние между двумя узлами, между которыми определяется термическое сопротивление R , м;

F_1 – шаг по оси, перпендикулярной рассматриваемой линии соединения узлов.

Термическое сопротивление между узлами 1 и 2, находящимися в слоях из различного материала, на рисунке 16 равно:

$$R_{1-2} = \frac{l_1}{\lambda_1 F_1} + \frac{l_2}{\lambda_2 F_1} = \frac{\Delta x_1}{2\lambda_1 \Delta y} + \frac{\Delta x_2}{2\lambda_2 \Delta y} \quad (3.10)$$

В этом случае проводимость $k_{1-2}=1/R_{1-2}$.

Сопротивление теплоотдаче на поверхности элемента, граничащего с воздухом, равно:

$$R=l/(\alpha F_1) \quad (3.11)$$

где α – коэффициент теплоотдачи на этой поверхности, Вт/(м²·°C);

F_1 – длина элемента, м. В данном случае $F_1=\Delta y$.

Сопротивления теплопередаче между узлами 0 и 1, а также 0 и 2 по рисунку 17 равны:

$$R_{0-1} = \frac{1}{\alpha F_1} + \frac{l}{2\lambda F_1} = \frac{1}{\alpha \Delta y} + \frac{\Delta x}{2\lambda \Delta y} \quad (3.12)$$

$$R_{0-2} = \frac{l}{\lambda F_1} = \frac{\Delta x}{\lambda \Delta y}. \quad (3.13)$$

где l – расстояние между двумя узлами по оси x , $l=\Delta x$, м;

F_1 – шаг по оси, перпендикулярной рассматриваемой линии соединения узлов,
 $F_1 = \Delta y$, м.

Проводимости в этом случае равны $k_{1-0} = 1/R_{0-1}$; $k_{0-2} = 1/R_{0-2}$.

Разбивку на элементарные блоки, в центрах которых расположены узлы тепловой сетки, лучше проводить так, чтобы их границы совпадали с характерными поверхностями в сечении ограждения. Чем мельче разбивка, тем выше точность расчета. Расчет состоит в решении системы линейных уравнений, состоящей из столько уравнений, сколько узлов в принятой тепловой сетке.

3.3 Приближенные инженерные методы

Учет линейных и точечных мостиков холода

Расчет основан на представлении фрагмента теплозащитной оболочки здания в виде набора независимых элементов, каждый из которых влияет на тепловые потери через фрагмент. Удельные потери теплоты, обусловленные каждым элементом, находятся на основе сравнения потока теплоты через узел, содержащий элемент, и через тот же узел, но без исследуемого элемента. В соответствии с последними нормативными документами этот метод должен применяться к расчету всех наружных ограждающих конструкций. Но особенно актуален он в применении к наружным стенам.

Так как современные наружные стены зданий являются слоистыми конструкциями, между слоями имеются связи, которые можно в расчете представлять в виде штыря определенного диаметра, выполненного, как правило, из металла с большой теплопроводностью. Расстановка этих точечных связей по площади наружной стены может быть равномерной и неравномерной. Рассматриваемый метод состоит в учете дополнительных тепловых потерь через одну связь определенного диаметра и материала и умножении этой добавки на число таких связей.

Примером линейной неоднородности является узел примыкания окна к стене, в котором одномерное температурное поле меняется на трехмерное. Протяженность каждого оконного откоса (периметр окна) считается достаточно длинной, чтобы не учитывать углы откосов. Тогда температурное поле откоса можно считать двухмерным (сечение поперек откоса). Определение дополнительных теплопотерь через поперечное сечение откоса на длине 1 м является промежуточной целью расчета. Результат получается умножением полученных дополнительных теплопотерь на длину всех откосов данной конструкции всех окон во фрагменте наружной стены.

Приведенное сопротивление теплопередаче фрагмента теплозащитной оболочки здания R_o^{np} , $\text{м}^2 \text{°C/Вт}$, следует определять по формуле:

$$R_o^{np} = \frac{1}{\frac{1}{R_o^{ysl}} + \sum l_j \Psi_j + \sum n_k \chi_k} = \frac{1}{\sum a_i U_i + \sum l_j \Psi_j + \sum n_k \chi_k} \quad (3.14)$$

где R_o^{ysl} – осредненное по площади условное сопротивление теплопередаче фрагмента теплозащитной оболочки здания либо выделенной ограждающей конструкции, $\text{м}^2 \text{°C/Вт}$;

l_j – протяженность линейной неоднородности j -го вида, приходящаяся на 1 м^2 фрагмента теплозащитной оболочки здания, или выделенной ограждающей конструкции, м/м^2 ;

Ψ_j – удельные потери теплоты через линейную неоднородность j -ого вида, $\text{Вт/(м}^2 \text{°C)}$, полученные расчетом двухмерного температурного поля, например, методом конечных разностей в прямоугольных координатах;

n_k – количество точечных неоднородностей k -го вида, приходящихся на 1 м^2 фрагмента теплозащитной оболочки здания, или выделенной ограждающей конструкции, шт/м^2 ;

χ_k – удельные потери теплоты через точечную неоднородность k -го вида, Вт/°С, полученные расчетом трехмерного температурного поля, например, методом конечных разностей в цилиндрических координатах;

a_i – площадь плоского элемента конструкции i – го вида, приходящаяся на 1 м² фрагмента теплозащитной оболочки здания, или выделенной ограждающей конструкции, м²/м²;

$$a_i = \frac{A_i}{\sum A_i} \quad (3.15)$$

где A_i – площадь i -той части фрагмента, м²;

U_i – коэффициент теплопередачи однородной i -той части фрагмента теплозащитной оболочки здания (удельные потери теплоты через плоский элемент i – го вида), Вт/(м² °С).

$$U_i = \frac{1}{R_{o,i}^{ysl}} \quad (3.16)$$

Коэффициент теплотехнической однородности, r , вспомогательная величина, характеризующая эффективность утепления конструкции, определяется по формуле:

$$r = \frac{R_o^{np}}{R_o^{ysl}} \quad (3.17)$$

Величина R_o^{ysl} определяется осреднением по площади значений условных сопротивлений теплопередаче всех частей фрагмента теплозащитной оболочки здания:

$$R_o^{ysl} = \frac{\sum A_i}{\sum \frac{A_i}{R_{o,i}^{ysl}}} = \frac{1}{\sum a_i U_i} \quad (3.18)$$

где $R_{o,i}^{ycl}$ - условное сопротивление теплопередаче однородной части фрагмента теплозащитной оболочки здания i -го вида, $\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{Вт}$, которое определяется либо экспериментально, либо расчетом по формуле:

$$R_{o,i}^{ycl} = \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \sum_s R_s + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}} \quad (3.19)$$

где $\alpha_{\text{в}}$ - коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности ограждающей конструкции, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

$\alpha_{\text{н}}$ - коэффициент теплоотдачи наружной поверхности ограждающей конструкции, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

R_s - термическое сопротивление слоя однородной части фрагмента, $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$, для материальных слоев по формуле (1.4).

Удельные потери теплоты через линейную теплотехническую неоднородность определяются по результатам расчета двухмерного температурного поля узла конструкций при температуре внутреннего воздуха $t_{\text{в}}$ и температуре наружного воздуха $t_{\text{н}}$.

$$\Psi_j = \frac{\Delta Q_j^L}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}} \quad (3.20)$$

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

$t_{\text{н}}$ – расчетная температура наружного воздуха, $^\circ\text{C}$;

ΔQ_j^L – дополнительные потери теплоты через линейную теплотехническую неоднородность j -го вида, приходящиеся на 1 п.м, $\text{Вт}/\text{м}$, определяемые по формуле:

$$\Delta Q_j^L = Q_j^L - Q_{j,1} - Q_{j,2} \quad (3.21)$$

где Q_j^L – потери теплоты через расчетную область с линейной теплотехнической неоднородностью j -го вида, приходящиеся на 1 п.м стыка, являющиеся результатом расчета температурного поля, Вт/м;

$Q_{j,1}, Q_{j,2}$ – потери теплоты через участки однородных частей фрагмента, вошедшие в расчетную область при расчете температурного поля области с линейной теплотехнической неоднородностью j -го вида, Вт/м, определяемые по формулам:

$$Q_{j,1} = \frac{t_{\theta} - t_n}{R_{o,j,1} \cdot 1m} \cdot S_{j,1}, Q_{j,2} = \frac{t_{\theta} - t_n}{R_{o,j,2} \cdot 1m} \cdot S_{j,2} \quad (3.22)$$

где Ψ_j – удельные линейные потери теплоты через линейную теплотехническую неоднородность j -го вида, Вт/(м°C);

$S_{j,1}, S_{j,2}$ – площади однородных частей конструкции, вошедшие в расчетную область при расчете температурного поля, м². При этом величина $S_{j,1} + S_{j,2}$ равна площади расчетной области при расчете температурного поля.

Удельные потери теплоты через точечную теплотехническую неоднородность k -го вида определяются по результатам расчета трехмерного температурного поля участка конструкции, содержащего точечную теплотехническую неоднородность, по формуле:

$$\chi_k = \frac{\Delta Q_k^K}{t_{\theta} - t_n} \quad (3.23)$$

где ΔQ_k^K – дополнительные потери теплоты через точечную теплотехническую неоднородность k -го вида, Вт, определяемые по формуле:

$$\Delta Q_k^K = Q_k - \tilde{Q}_k \quad (3.24)$$

где Q_k – потери теплоты через узел, содержащий точечную теплотехническую неоднородность k -го вида, являющиеся результатом расчета температурного поля, Вт;

$\tilde{Q}_k$ - потери теплоты через тот же узел, не содержащий точечную теплотехническую неоднородность k -го вида, являющиеся результатом расчета температурного поля, Вт.

Результатом расчета температурного поля узла конструкции является распределение температур в сечении узла, в том числе по внутренней и наружной поверхностям.

Поток теплоты через внутреннюю поверхность узла определяется по формуле:

$$Q_{\text{в}} = \alpha_{\text{в}} \cdot S_{\text{в}} \cdot (t_{\text{в}} - \tau_{\text{в}}^{\text{ср}}) \quad (3.25)$$

Поток теплоты через наружную поверхность узла определяется по формуле:

$$Q_{\text{н}} = \alpha_{\text{н}} \cdot S_{\text{н}} \cdot (t_{\text{н}} - \tau_{\text{н}}^{\text{ср}}) \quad (3.26)$$

$t_{\text{в}}, t_{\text{н}}$ - расчетные температуры внутреннего и наружного воздуха соответственно, °C;

$\tau_{\text{в}}^{\text{ср}}, \tau_{\text{н}}^{\text{ср}}$ - осредненные по площади температуры внутренней и наружной поверхностей узла ограждающей конструкции соответственно, °C;

$\alpha_{\text{в}}, \alpha_{\text{н}}$ - коэффициенты теплоотдачи внутренней и наружной поверхностей узла конструкции соответственно, Вт/(м²°C);

$S_{\text{в}}, S_{\text{н}}$ - площади внутренней и наружной поверхностей узла ограждающей конструкции, м².

Коэффициент теплотехнической однородности

Уже упоминавшийся в п. 1.1 *коэффициент теплотехнической однородности r* не является характеристикой температурного поля конструкции. Он показывает эффективность применения теплозащиты. Он может применяться только для грубой оценки влияния различных случаев нарушения одномерно-

сти теплового потока сквозь наружное ограждение. Это могут быть регулярные внутренние связи, притягивающие слой утеплителя и фасадный слой к внутреннему конструктивному слою; кронштейны, удерживающие навесные фасадные системы, а также примыкающие друг к другу ограждающие конструкции. В то же время для теплотехнических расчетов r удобная характеристика, так как сразу показывает долю, которую составляет сопротивление теплопередаче реальной конструкции по отношению к условному сопротивлению теплопередаче конструкции без теплопроводных включений и примыканий.

Значения коэффициента теплотехнической однородности получают из подробного прямого расчета сложной трехмерной конструкции одним из численных методов, например, методом конечных разностей. Поэтому понятно, что точность применения коэффициента теплотехнической однородности зависит от того, насколько близко выполненный расчет отражает конкретный случай.

Диапазон значений коэффициента теплотехнической однородности лежит в очень широких пределах: 1 – 0,5 и даже ниже. Разумеется архитекторы и конструкторы стремятся к проектированию ограждающих конструкций с высоким r , однако в ряде случаев это практически невозможно. Столь значительный диапазон r свидетельствует о том, что при расчете теплотерь инженер-теплотехник должен очень ответственно подходить к оценке сопротивлений теплопередаче ограждений. Для расчета теплотерь применять коэффициент теплотехнической однородности при оценке приведенного сопротивления теплопередаче конструкции не рекомендуется.

Метод сложения проводимостей

Для плоских ограждающих конструкций с теплопроводными включениями толщиной больше 50% толщины ограждения, теплопроводность которых не превышает теплопроводности основного материала более чем в 40 раз, эквивалентное термическое сопротивление определяется следующим образом:

1. Плоскостями, параллельными направлению теплового потока, ограждающая конструкция (или ее часть – регулярный элемент) условно разрезается на параллельные теплому потоку участки термическое сопротивление всей конструкции определяется по формуле:

$$R = \frac{A}{\sum_{i=1}^I (A_i / R_i)} \quad (3.27)$$

где A_i , R_i – соответственно площадь, м^2 , и термическое сопротивление, $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$,
 i – го параллельного участка в выделенном регулярном элементе;

A – общая площадь регулярного элемента конструкции, равная сумме площадей всех параллельных участков, м^2 ;

I – число параллельных участков, на которые разбит регулярный элемент.

При этом участки могут быть однородными (однослойными) или многослойными по ходу движения теплового потока. Для этих участков термическое сопротивление определяется по формуле (1.23), в которой термическое сопротивление каждого слоя рассчитывается по (1.4).

2. Плоскостями, перпендикулярными теплому потоку, ограждающая конструкция в пределах регулярного элемента условно разрезается на слои. При этом слои могут быть однородными (однослойными) или многослойными по ходу движения теплового потока. Для каждого из этих однородных слоев термическое сопротивление определяется по формуле (1.4). Другие слои могут состоять из двух или более параллельных участков. Эквивалентное термическое сопротивление таких слоев находится по формуле (3.27). Термическое сопротивление конструкции рассчитывается по формуле (1.23).

3. Эквивалентное термическое сопротивление всей конструкции с учетом полученного термического сопротивления при разбивке параллельными теплому потоку плоскостями $R_{\parallel}$ и при разбивке перпендикулярными потоку плоскостями $R_{\perp}$ равно:

$$R = \frac{R_{\parallel} + 2R_{\perp}}{3} \quad (3.28)$$

Если величина $R_{\parallel}$ превышает величину $R_{\perp}$ более чем на 25% или ограждение не является плоским (имеет выступы на поверхности), то эквивалентное сопротивление теплопередаче ограждающей конструкции следует определять подробным расчетом двумерного или трехмерного температурного поля.

3.4 Нестационарный тепловой режим ограждения и помещения

Основное дифференциальное уравнение теплопроводности

В естественных условиях режим теплопередачи через ограждения всегда является *нестационарным*, то есть с изменяющейся температурой в каких-либо точках, а в общем виде и с другими изменяющимися характеристиками, например теплопроводностью. Температура наружного воздуха, интенсивность солнечной радиации, сила и направление ветра непрерывно меняются. Температура внутри помещения также изменяется. Ее колебания происходят около некоторых средних значений в пределах отдельных сезонов. Поэтому, несмотря на известную сложность, для правильного расчета теплового режима помещений процесс передачи теплоты через ограждения необходимо рассматривать как нестационарный.

Основным дифференциальным уравнением нестационарной теплопроводности является уравнение Фурье:

$$c\rho \frac{\partial t}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \right) \quad (3.29)$$

где z — время.

Это уравнение можно переписать в конечно-разностном виде. Для случая однородного материала это уравнение имеет вид:

$$\Delta_z t = \frac{\Delta z}{c\rho} \lambda \frac{\Delta_x^2 t}{\Delta x^2}. \quad (3.30)$$

То же уравнение можно короче записать через критерий Фурье. Учитывая, что в конечных разностях этот критерий равен:

$$Fo_{\Delta} = \frac{\Delta z}{c\rho\Delta x} \cdot \frac{\lambda}{\Delta x} = \frac{\Delta z \cdot a}{\Delta x^2}. \quad (3.31)$$

Уравнение примет вид:

$$\Delta_z t = Fo_{\Delta} \cdot \Delta_x^2 t. \quad (3.32)$$

Методы решения задач нестационарной теплопередачи.

Метод конечных разностей

Основными методами, используемыми на практике для решения задач нестационарной теплопередачи через ограждения являются:

- **аналитические методы решения** применяются для ограниченного круга задач и тем не менее достаточно сложны для повседневной инженерной практики;
- **методы аналогии** — электро-тепловой, тепло-гидравлической; требуют специального оборудования;
- **численные методы** решения на ЭВМ. Одним из таких методов является **метод конечных разностей**.

Рассмотрим явную схему конечно-разностного решения. Разобьем стену на элементарные отрезки Δx (рисунок 3.5). Выберем слой n . Слева от него находится слой $n-1$, справа — $n+1$. В момент z температура в центрах слоев была t_n , t_{n-1} .

t_{n+1} . Нас интересует какой будет температура $t_{n,z+1}$ в центре слоя n через временной шаг Δz . С учетом того, что разность температуры во времени в точке n $\Delta_z t = t_{n,z+1} - t_{n,z}$, и вторая разность по координате в точке n $\Delta_x^2 t = (t_{n-1,z} - t_{n,z}) - (t_{n,z} - t_{n+1,z}) = t_{n-1,z} + t_{n+1,z} - 2t_{n,z}$, и подставив эти значения в уравнение (3.32), получим:

$$t_{n,z+1} = t_{n,z} + Fo_{\Delta} (t_{n-1,z} + t_{n+1,z} - 2t_{n,z}). \quad (3.33)$$

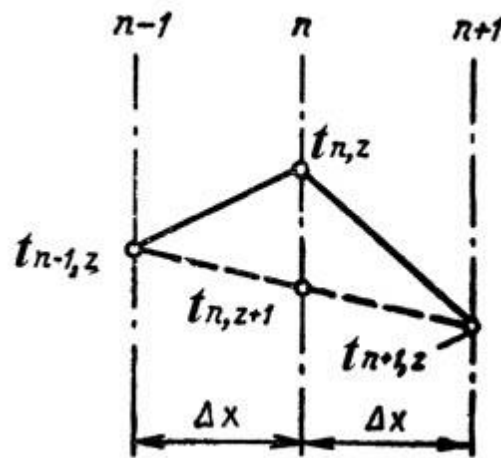


Рисунок 3.5. Разбивка на элементарные слои при явной конечно-разностной схеме

Если сделать разбивку на Δx и Δz так, чтобы $Fo_{\Delta}=1/2$, то температура в произвольном сечении n , спустя временной шаг Δz , будет равна:

$$t_{n,z+1} = \frac{t_{n-1,z} + t_{n+1,z}}{2} \quad (3.34)$$

Написав уравнения (3.34) для всех точек сечения ограждения, можно многократно решать систему уравнений по числу элементарных слоев, последовательно определяя значения температуры в центре каждого элементарного слоя через шаг по времени Δz в зависимости от изменения температуры на границах интересующей в решении области.

Помимо рассмотренной явной схемы решения уравнения теплопроводности существуют неявные схемы, в которых шаги по координате и по времени не связаны. Решение получается с большей точностью при достаточно быстрой сходимости.

Методом конечных разностей можно решать практически любые задачи нестационарной теплопроводности. Если на границах задавать коэффициенты теплоотдачи в зависимости от интересующих в задаче факторов (изменяющихся температуры окружающей среды и подвижности воздуха у ограждения), то можно учесть их изменение во времени. Следует внимательно относиться к задаваемым начальным условиям – распределению температуры по сечению ограждения.

Список литературы к части 3

1. Ананьев А.И., Иванов Л.В., Комов В.М.. Исследование наружных кирпичных стен жилых зданий и нормирование теплозащитных качеств. Сб. докладов пятой научно-практической конференции 26-28 апреля 2000 г. (Академические чтения) под ред. В.Г.Гагарина и И.В.Бессонова «Проблемы строительной теплофизики, систем обеспечения микроклимата и энергосбережения в зданиях», . – М: НИИСФ, 2000.

Часть 4. Микроклимат зданий

Здание – это совокупность помещений, представляющих собой ограниченный объем, в пределах которого протекает жизнедеятельность человека. Процесс жизнедеятельности сопровождается взаимодействием человека с окружающей его средой помещения.

Микроклимат помещения – совокупность метеорологических факторов (температуры воздуха t_v , его относительной влажности ϕ_v и скорости движения воздуха, или его подвижности v_v) и радиационной температуры t_R , т.е. осредненной температуры поверхностей, обращенных в помещение, определяющая комфортность человека или условия осуществления технологического процесса. В более широком смысле микроклимат определяется также содержанием в воздухе *вредных примесей, наличием запахов, ионным составом воздуха, асимметрией радиационной температуры* и некоторыми другими параметрами.

Окружающая среда, которая не содержит раздражающих и возбуждающих факторов, препятствующих физической и умственной работе, а также отдыху, называется комфортной.

Приведенное определение распространяется также на тепловые условия и состав воздуха помещения. **Тепловые условия** в настоящее время принято оценивать температурой воздуха, радиационной температурой помещения, относительной влажностью и подвижностью воздуха.

Состав воздуха характеризуется концентрацией углекислоты, концентрацией вредных газов, паров, пыли. Восприятие воздуха характеризуется также озono-ионным составом и запахами. Таким образом, для обеспечения

комфортности человека в помещении необходимо поддерживать не только определенные тепловлажностные параметры, но и близкий природному состав воздуха, отсутствие в нем вредных примесей и неприятных запахов. В такой обстановке человек ощущает *воздушный комфорт*, что очень важно, ведь большую часть жизни он проводит в замкнутом объеме помещения и вынужден дышать внутренним воздухом.

Перечисленные параметры являются исходными при проектировании зданий и систем обеспечения микроклимата и нормируются. При этом определение нормативных параметров исходит из стремления к достижению *оптимальных* значений, т.е. таких, при которых как можно меньшее число людей (обычно 15-30%) было бы ими недовольно, хотя это не во всех зданиях бывает целесообразным и экономически оправданным. Поэтому в отечественных нормах широко используется понятие *допустимых* параметров, представляющих собой разумные граничные значения, при которых не наблюдается отрицательного воздействия на организм человека.

Основными *нормативными документами*, регламентирующими вопросы обеспечения микроклимата помещений и его комфортности в Российской Федерации, в настоящее время являются:

ГОСТ 30494-2011 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях»;

ГОСТ 12.1.005-88 «Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны».

Подробнее данные документы будут рассмотрены в дальнейшем.

Кроме того, отдельные вопросы, связанные с параметрами микроклимата помещений, регулируются в **СП 60.13330.2016 (2020) «СНиП 41-01-2003**

"Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха"»; СП 50.13330.2018 «СНиП 23-02-2003 "Тепловая защита зданий"»; СП 118.13330.2012 «СНиП 31-06-2009 "Общественные здания и сооружения"»; СП 44.13330.2011 «СНиП 2.09.04.87 "Административные и бытовые здания"» и СП 54.13330.2011 «СНиП 31-01-2003 "Здания жилые многоквартирные"». Существуют также Санитарные правила и нормы (**СанПиН**) для зданий различного назначения, где существуют повышенные требования к качеству поддержания микроклимата, например, для медицинских и дошкольных учреждений, некоторых производственных зданий и т.д.

Глава 4. Параметры микроклимата помещения и наружного климата

4.1. Параметры микроклимата, тепловой баланс и терморегуляция организма человека

Формирование параметров микроклимата

Параметры микроклимата формируются (рис.4.1) в результате воздействия на помещение наружной среды, технологического процесса в помещении и систем отопления и охлаждения (СО) и вентиляции (СВ) и кондиционирования воздуха (СКВ).



Рис.4.1. Структурная схема формирования микроклимата.

Наружная среда оказывает влияние на тепловые параметры микроклимата опосредовано через ограждающие конструкции (тепло-влажнопередача и воздухопроницаемость) и внутренние связи между помещениями (перемещение потоков воздуха, теплообмен. Поэтому теплозащита здания и планировочная композиция здания являются **пассивными факторами** формирования теплового микроклимата. **Технологический** процесс играет особенно активную роль в формировании микроклимата. Сопровождающее этот процесс выделение потоков теплоты, влаги, газов, пыли осуществляется непосредственно в помещение и прямо воздействует на тепловые параметры и состав воздуха.

В свою очередь, эффективное протекание технологического процесса в ряде современных производств невозможно без поддержания параметров внутренней среды в определенных границах. В этом случае говорят о **технологических параметрах внутренней среды**.

Следует иметь в виду, что в большинстве производств технологический процесс осуществляется людьми. Поэтому более правильно говорить о необходимости обеспечения **комфортно-технологических** условий в производ-

ственных помещениях (за исключением закрытых технологических линий, в которых не требуется участие человека).

Системы *отопления-охлаждения и вентиляции активно* формируют внутренний микроклимат, нейтрализуя отрицательное воздействие наружной среды и технологического процесса. Ранее в значительной мере достижимая степень комфортности обеспечивалась за счет конструкции и теплозащиты здания в сочетании с относительно простыми отопительно-вентиляционными устройствами. Вентиляция помещения способствует нормализации влажностного режима помещения, а, следовательно, увеличению долговечности ограждений.

Микроклимат помещения характеризуется комплексом параметров, определяющих тепловое состояние помещения и газовый состав воздуха в нем. Параметры микроклимата формируются под воздействием на помещение *потоков теплоты, влаги, газовых примесей*. Перечисленные потоки поступают в помещение через наружные ограждения из наружной среды, через внутренние ограждения из соседних помещений здания и от внутренних источников, действующих в технологическом процессе. При взаимодействии с объемом помещения потоки трансформируются и преобразуются, вызывая изменение соответствующих параметров микроклимата. Отклонение параметров от заданных значений компенсируется системами отопления-охлаждения и вентиляции, которые в свою очередь также подают в помещение потоки теплоты, влаги и свежего воздуха, нейтрализующие вредные воздействия на микроклимат.

При этом потоки, вызывающие отклонение параметров от заданных величин, называются *возмущающими воздействиями*, а потоки, приводящие параметры к норме – *регулирующими воздействиями*.

Процессы трансформации потоков теплоты, влаги и воздуха, в результате которых происходит изменение параметров микроклимата, и есть процессы формирования микроклимата. Можно выделить три группы физических процессов формирования микроклимата, протекающих в помещении – это процессы теплообмена, процессы перемещения потоков воздуха и процессы молекулярной диффузии газовых примесей в воздухе помещения.

Совокупность процессов формирования отдельных параметров или групп параметров называют *режимом*. При рассмотрении задач обеспечения микроклимата обычно имеет дело с тепловым, влажностным, воздушным и газовым режимом помещения или здания.

Теплообмен в помещении обусловлен поступлением в него тепловых потоков, которые принято условно разделять по их природе на лучистые и конвективные. *Конвективный* теплообмен протекает между поверхностями ограждений и оборудования и воздухом помещения. Помимо этого в помещение поступают конвективные тепловые потоки с нагретым (охлажденным) воздухом в основном от систем вентиляции и кондиционирования воздуха. В *лучистом* теплообмене участвуют поверхности, обращенные в помещение.

Источниками теплоты в помещении, как правило, являются тепловыделения от технологического оборудования, людей, искусственного освещения, отопительных приборов и тепlopоступления от солнечной радиации через окна. Реже тепловые потоки, направленные внутрь помещения, проходят через непрозрачные наружные ограждения – в основном через бесчердачные покрытия, нагреваемые солнечной радиацией.

Стоки теплоты (тепловые потоки, направленные из помещения), как правило – тепlopотери через наружные ограждения и тепловые потоки с охла-

жденным воздухом. Источники и стоки могут быть чисто конвективными и смешанными – лучисто-конвективными. Следует иметь в виду, что потоки разной природы по-разному формируют температурные условия в помещении. Так, лучистые потоки поглощаются поверхностями ограждений и мебели и приводят к их нагреву. Распределение лучистых потоков в помещении носит, как правило, неравномерный или ассиметричный характер, что приводит к неравномерному нагреву отдельных поверхностей. Нагретые поверхности передают за счет естественного конвективного теплообмена теплоту воздуху помещения. Если температура воздуха выше температуры поверхности, конвективный теплообмен имеет другое направление. Так как поверхности ограждений обладают тепловой инерцией, теплообмен протекает в нестационарном режиме. Подвижность воздуха несколько интенсифицирует естественный теплообмен на поверхностях.

Конвективная теплота поступает непосредственно в воздух, который не обладает тепловой инерцией, что приводит к быстрому изменению температуры воздуха.

В помещениях большого объема происходит медленное перемешивание воздуха, что приводит к неравномерному распределению температуры воздуха.

Перемещение потоков воздуха (рис.4.2) имеет место как между помещениями в пределах здания, так и в пределах одного помещения. Помимо этого, в помещение через наружные ограждения поступает наружный или удаляется внутренний воздух. Потоки воздуха, попадающие в помещение из других помещений, несут с собой газовые примеси, загрязняющие воздух помещения. Наружный воздух, как правило, охлаждает помещение.

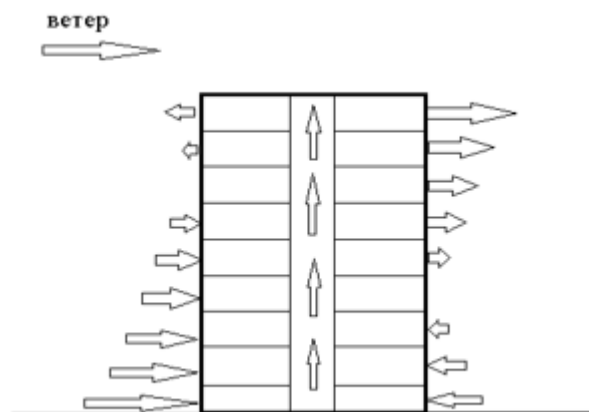


Рис.4.2. Схема вертикального перемещения потоков воздуха в здании

Перемещение воздуха *между помещениями* по вертикали здания обусловлено вертикальным распределением разности давления снаружи и внутри здания при разности объемного веса наружного и внутреннего воздуха. В большинстве случаев объемный вес наружного воздуха больше, поэтому потоки воздуха имеют направление снизу вверх.

Горизонтальное перемещение воздуха связано с действием ветра на здание. При этом воздух *инфильтруется* в помещение через неплотности наружных ограждений с наветренной стороны здания, а *эксфильтруется* наружу – в помещении на подветренной стороне здания.

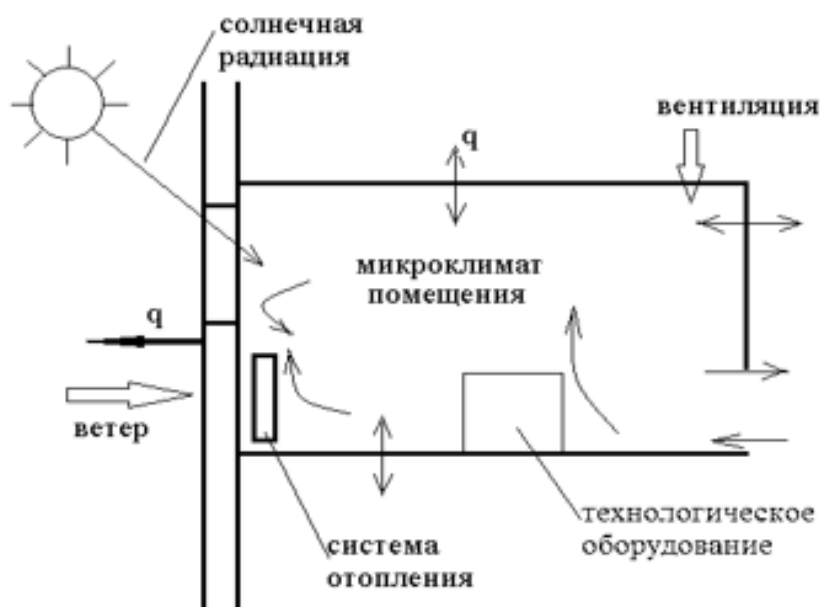


Рис.4.3. Перемещение потоков в помещении

Движение потоков воздуха *внутри помещения* возникает около нагретых поверхностей отопительных приборов и технологического оборудования и охлажденных поверхностей наружных ограждений (так называемые конвективные источники, формирующие конвективные струи, рис.4.3). Наиболее интенсивное движение воздуха в помещении связано с действием *вентиляционных струй*. В результате перемещения потоков воздуха в объеме помещения имеет место неравномерное распределение газовых примесей, температуры, влажности и подвижности воздуха. В пределах рабочей зоны помещения возникают застойные зоны с вихреобразным движением воздуха, в которых могут накапливаться вредные примеси, что недопустимо.

Молекулярная диффузия паров и газов в воздухе имеет место за счет разности парциального давления в непосредственной близости от источника примесей и в удалении от него. Вследствие подвижности воздуха скорость распространения вредных примесей в объеме помещения во много раз превышает скорость диффузии. Поэтому этот процесс не оказывает существенного влияния на формирование параметра микроклимата –концентрации газовой вредности в той мере, как, например, перемещение потоков воздуха в помещении.

Тепловой баланс и терморегуляция организма человека

Протекающие в организме человека процессы поглощения, превращения, хранения и выделения продуктов жизнедеятельности принято называть *метаболическими процессами*. Сопутствующий круговорот энергии состоит в окислении питательных веществ, обмене веществ теплопродукции и механиче-

ской работе мышц, причем энергетический баланс поддерживается, если количество вырабатываемой организмом энергии, которую физически устанавливают по объему потребляемого кислорода, равно количеству выделяемой энергии.

В состоянии покоя взрослый человек потребляет 15 л/ч кислорода, при выполнении физической работы эта цифра возрастает почти до 180 л/ч. Выделяющееся при сгорании 15 л/ч кислорода (в состоянии покоя) количество теплоты составляет 88 Вт и может достигать 1060 Вт. Рассчитанная по количеству потребляемого кислорода *метаболическая* тепловая энергия M , Вт/м², выражается формулой:

$$M = 5,8 \bar{V} \frac{V_{O_2}}{F_o} \quad (4.1)$$

где 5,8 – энергетический эквивалент 1 л кислорода при нулевой температуре и нормальном барометрическом давлении и $\bar{V} = 1$ Вт·ч/л; $\bar{V}$ – соотношение количества выдыхаемого углекислого газа и вдыхаемого кислорода; V_{O_2} – потребление кислорода в нормальных физических условиях, л/ч; F_d – площадь поверхности организма человека (по Дюбуа), м²:

$$F_o = 0,203 G^{0,425} L^{0,725} \quad (4.2)$$

здесь G – масса человека, кг; L – рост человека, м.

Эти формулы основаны на результатах многочисленных испытаний, проведенных гигиенистами в разных странах и в различных условиях. Данные авторов по энергетическому балансу человека часто расходятся. В то же время на практике используют классификацию по ГОСТ 12.01.005-88* "Общие санитар-

но-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны", в которой различают **три степени тяжести работы:**

а) **легкая** (обычно сидячая или стоячая, но не связанная с переносом тяжестей). Легкие физические работы разделяются на категорию Ia – энергозатраты до 139 Вт, и категорию Ib – энергозатраты 140-174 Вт. К категории Ia относятся работы, производимые сидя и сопровождающиеся незначительным физическим напряжением (ряд профессий на предприятиях точного приборо- и машиностроения, на часовом, швейном производствах, в сфере управления и т.п.). К категории Ib относятся работы, производимые сидя, стоя или связанные с ходьбой и сопровождающиеся некоторым физическим напряжением (ряд профессий в полиграфической промышленности, на предприятиях связи, контролеры, мастера в различных видах производства и т.п.). В ходе легкой работы потребление кислорода не более чем в 2 раза превышает его потребление в состоянии покоя, т.е. меньше 30 л/ч.

б) **средней тяжести**. Средней тяжести физические работы разделяют на категорию IIa – энергозатраты от 175 до 232 Вт, и категорию IIб – энергозатраты от 233 до 290 Вт. К категории IIa относятся работы, связанные с постоянной ходьбой, перемещением мелких (до 1 кг) изделий или предметов в положении стоя или сидя и требующие определенного физического напряжения (ряд профессий в механо-сборочных цехах машиностроительных предприятий, в прядельно-ткацком производстве и т.п.). К категории IIб относятся работы, связанные с ходьбой, перемещением и переноской тяжестей до 10 кг и сопровождающиеся умеренным физическим напряжением (ряд профессий в механизированных литейных, прокатных, кузнечных, термических, сварочных цехах машино-

строительных и металлургических предприятий и т.п.). В ходе работы средней тяжести потребление кислорода в 2–4 раза больше, чем в состоянии покоя.

в) **тяжелая**. Это виды деятельности с расходом энергии более 290 Вт. К категории III относятся работы, связанные с постоянными перемещениями, перемещением и переноской значительных (свыше 10 кг) тяжестей и требующие больших физических усилий (ряд профессий в кузнечных цехах с ручной ковкой, литейных цехах с ручной набивкой и заливкой опок машиностроительных и металлургических предприятий и т.п.). В ходе тяжелой работы потребление кислорода в 4–8 раз больше, чем в состоянии покоя.

В результате обменных процессов только часть вырабатываемой энергии превращается в механическую. По некоторым данным, коэффициент полезного использования энергии $\eta = 20\%$. По П.О.Фангеру, эту значение следует рассматривать как максимально возможное. Малая часть метаболической теплоты расходуется на обеспечение **внутриобменных** процессов, следовательно, большую ее долю надо удалять из организма. Теплообмен между организмом и окружающей средой происходит путем радиации, конвекции, теплопроводности и испарения. Теплоотдача организма определяется **температурой** кожи, воздуха и окружающих человека поверхностей, парциальным давлением водяного пара в воздухе, скоростью воздуха, омывающего человека, и зависит от вида одежды и площади поверхности организма.

4.2. Комфортные и допустимые температурные условия в помещении

В качестве обобщающего температурного показателя используют **температуру помещения**, в первом приближении равную средней между температурой воздуха t_B и радиационной температурой t_R :

$$t_{II} = \frac{t_B + t_R}{2} \quad (4.3)$$

Радиационную температуру рассматривают как осредненную по площади температуру внутренних поверхностей в помещении. Радиационная температура может быть измерена с помощью шарового термометра.

Данные о комфортных сочетаниях температуры воздуха и радиационной температуры приводит ряд авторов. Так, для легкой работы, выполняемой человеком, В.Н.Богословский дает следующие показатели комфорта:

- для холодного периода:

$$t_R = 1,57t_{II} - 0,57t_B \quad (4.4)$$

- для теплого периода:

$$t_R = 1,5t_{II} - 0,5t_B$$

Показатели комфорта по В.Ф.Раберу и Ф.М. Гатчинсону таковы:

$$t_B + t_R = 42,2 \quad (4.5)$$

Комфортное сочетание t_B и t_R по данным Т.Бедфорда и В.Лизе показано на рис.4.4, а по данным Гэя – на рис.4.5. Диаграмма Гэя по характеру взаимосвязи t_B и t_R в целом похожа на графики Бедфорда и Лизе, только оптимальные значения t_B и t_R при прочих равных условиях несколько выше, поскольку в исследованиях Гэя принималась более высокая подвижность воздуха – около 0,15 м/с. Данные Гэя в основном относятся к отоплению производственных зданий.

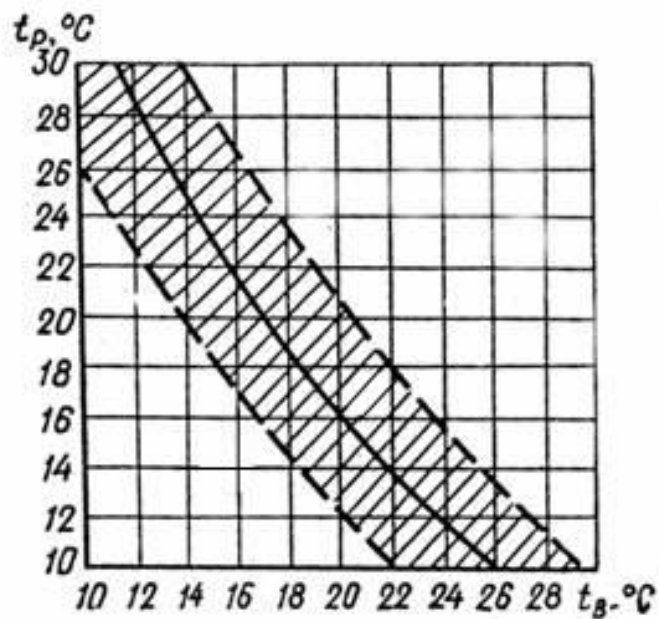


Рис. 4.4. Комфортное сочетание температуры воздуха и радиационной температуры помещения

Сочетание температуры воздуха, поверхностей, скорости и относительной влажности воздуха определяют по диаграмме для **эффективной температуры**, разработанной Хьюстоном, Яглоу и Мюллером. На рис.4.6 показана аналогичная диаграмма, разработанная в институте профзаболеваний им. Обуха.

В последние десятилетия общепризнаны материалы о тепловом комфорте, опубликованные П.О.Фангером. Из рассмотрения балансовых уравнений явной и скрытой теплоотдачи человеком и на основании многочисленных опытов он получил уравнение теплового комфорта:

$$\begin{aligned}
 &6,91 + (M/F_o)(0,45 - 0,601\eta + 0,003P + 0,0014t_B) + 0,407P = \\
 &= 4k \left[\left(\frac{t_{od} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_R + 273}{100} \right)^4 \right] + k\alpha_B(t_{od} - t_e)
 \end{aligned} \tag{4.6}$$

где M/F_o – удельное значение метаболической теплоты, Вт/м²;

η – механический коэффициент полезного действия;

P – парциальное давление водяного пара в воздухе, мм рт.ст.;

$t_{од}$ – температура одежды, °C;

k – отношение площади поверхности тела человека, покрытой одеждой, к поверхности без одежды (безразмерное);

$k = 1 + 0,2clo$ при $clo \leq 0,5$; $k = 1,05 + 0,1clo$ при $clo > 0,5$; где clo – термическое сопротивление одежды в условных единицах ($1 clo = 0,155 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$);

α_B – коэффициент теплообмена, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

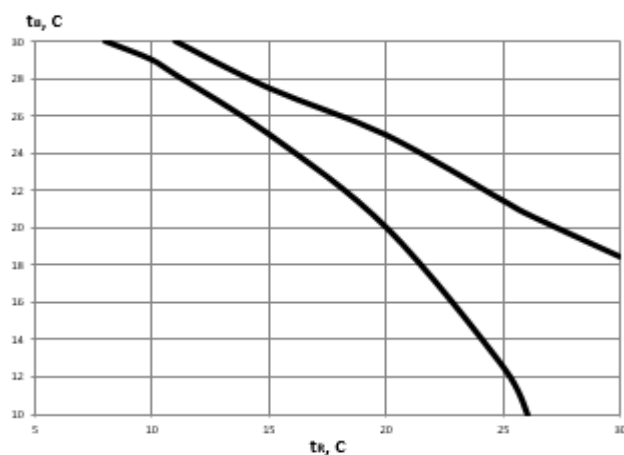


Рис.4.5. Диаграмма теплоощущения, по данным ГЭЯ

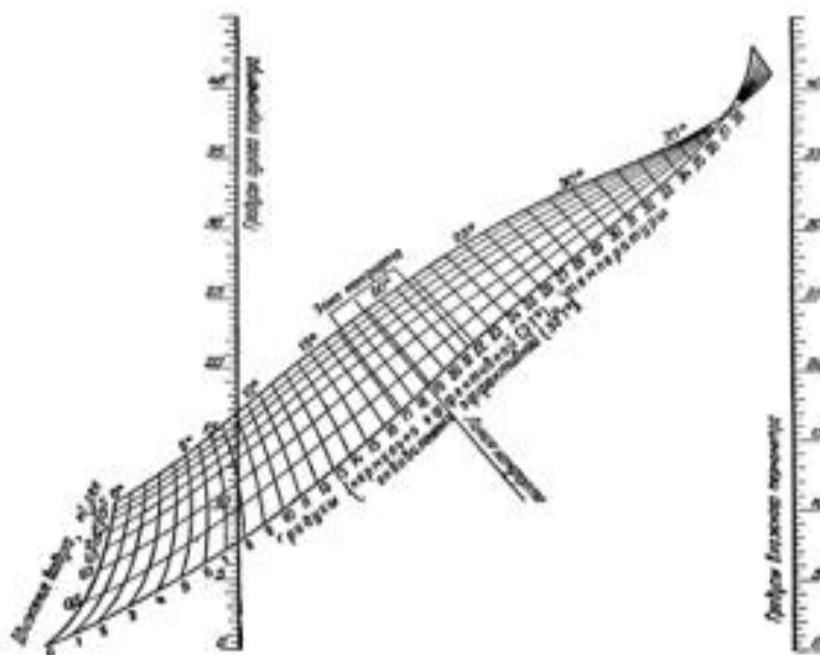


Рис.4.6. Карта (диаграмма) нормально эффективных и эквивалентно эффективных температур

Температура одежды рассчитывается по формуле:

$$t_{od} = 35,7 - 0,028M(1 - \eta) - clo \left\{ 3,96k \left[\left(\frac{t_{od} + 273}{100} \right) - \left(\frac{t_R + 273}{100} \right)^4 \right] + k\alpha_B(t_{od} - t_s) \right\} \quad (4.7)$$

В уравнении комфорта учтены различные факторы, определяющие ощущения теплового комфорта: параметры микроклимата – t_B , t_R , P , V (в скрытом виде); одежда человека – k , clo ; характер физической работы – M , η . Здесь и далее M – метаболическая теплота в условных единицах *met* ($1 \text{ met} = 58,2 \text{ Вт/м}^2$).

Эту модель можно отобразить с помощью номограмм, позволяющих последовательно выбрать комфортное сочетание параметров.

Помимо уравнений теплового комфорта, П.О.Фангер предложил метод расчета **теплоощущения** человеком, позволяющий путем сопоставления фактических параметров и расчетных выявить степень дискомфорта в отдельных точках помещения. На основе приведенной ниже шкалы ожидаемых значений теплоощущения (*PMV* – *predicted mean vote*, т.е. предсказываемый средний отклик человека на сочетание метеопараметров) можно численно оценить субъективное психофизиологическое ощущение человека:

Таблица 4.1.

Соответствие между теплоощущением человека и значением *PMV* по Фангеру

<i>PMV</i>	–3	–2	–1	0	1	2	3
Ощущение	Холодно	Прохладно	Слегка прохладно	Комфортно	Слегка тепло	Тепло	Жарко

При разработке шкалы П.О.Фангер исходил из следующего: чем больше напряжение механизма терморегуляции для поддержания теплового баланса, тем больше степень дискомфорта. В данном случае степень дискомфорта зависит от разности теплопродукции организма и теплоотдачи в окружающую среду. Эту разность называют нагрузкой Q_o , Вт/м², которая, в свою очередь, определяется фактическими параметрами микроклимата и может быть описана уравнениями теплообмена организма, положенными в основу уравнений комфорта.

На основе собственных экспериментов и опытных данных других исследователей П.О.Фангер получил следующую формулу для расчета в условиях равенства температуры воздуха и радиационной температуры и при относительной влажности 50 %.

$$PMV = [0,303 \exp(-0,036M) + 0,028] Q_0 \quad (4.8)$$

Значения PMV для различных уровней физической деятельности и разной степени теплозащиты одежды предложены в виде таблиц. Разработаны корректирующие диаграммы для случая, когда относительная влажность воздуха отличается от 50 %, а $t_B \neq t_R$. Все эти рекомендации вошли в международный стандарт по оценке комфортности – *ISO 7730*.

Приблизительно значение PMV для рассматриваемых условий можно найти также по формуле (О.Д.Самарин):

$$PMV = \frac{0.468 - 0.148M}{0.35 + 0.65clo} (t_n - t_{n.opt}) \quad (4.9)$$

Здесь t_n – фактическая температура помещения, °C; $t_{n.opt}$ – ее оптимальный уровень, соответствующий полному комфорту (при $PMV = 0$). Значения clo для различных сочетаний одежды и метаболической теплоты M по Фангеру приведены ниже:

Таблица 4.2.

Значения clo для различных сочетаний одежды и метаболической теплоты M по Фангеру

Сочетания одежды	clo	Вид работы	M, met
Легкая летняя	0.45	Сон	0.6
Деловой костюм	0.80	Отдых	0.75
Демисезонная (плащ, брюки)	1.40	Легкая работа (Ia – Ib)	0.9 – 1.0
Зимняя обычная	2.00	Работа средней тяжести	1.35 – 1.7

		(IIa – IIб)	
Зимняя утепленная	2.55	Тяжелая работа (III)	2 – 4

Практическое применение PMV наглядно демонстрируется данными, приведенными рис.4.7, где показаны изолинии PMV для школьного класса. На основе эксперимента, в котором участвовало большое число людей, П.О.Фангер выявил зависимость между ожидаемым числом людей, недовольных тепловой обстановкой (показатель PPD – *predicted percentage of dissatisfied*, т.е. предсказываемый процент недовольных), и показателем теплоощущения (рис.4.8). Как видим, кривая симметрична относительно $PMV = 0$, при этом дискомфорт ощущают 5 % людей. В практических расчетах принимают оптимальное значение этого показателя, равное 25 %.

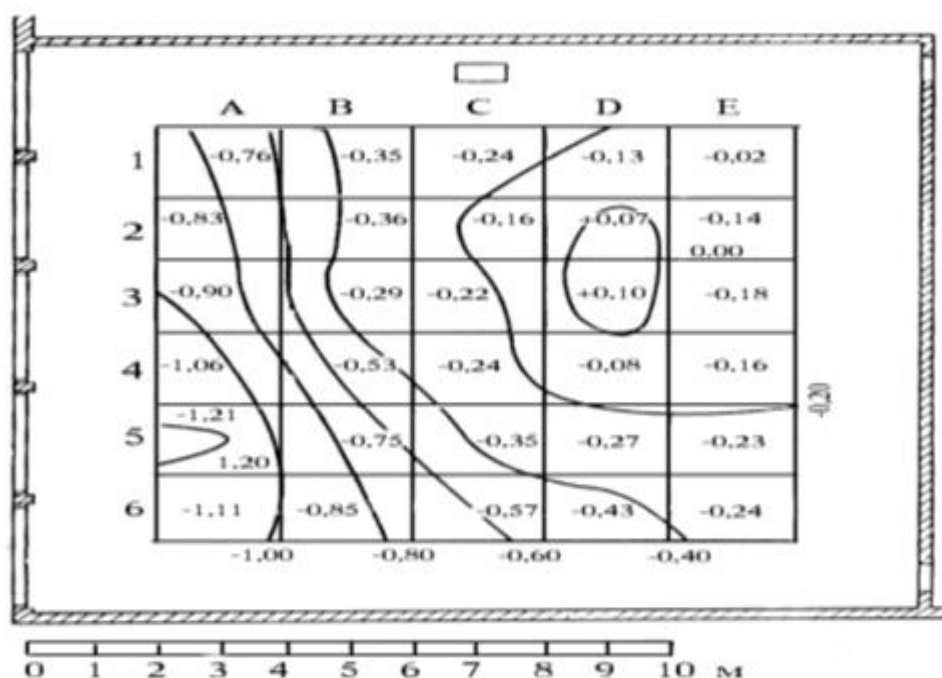


Рис.4.7. Кривые изолиний PMV для школьного класса (по данным П.О. Фангера)

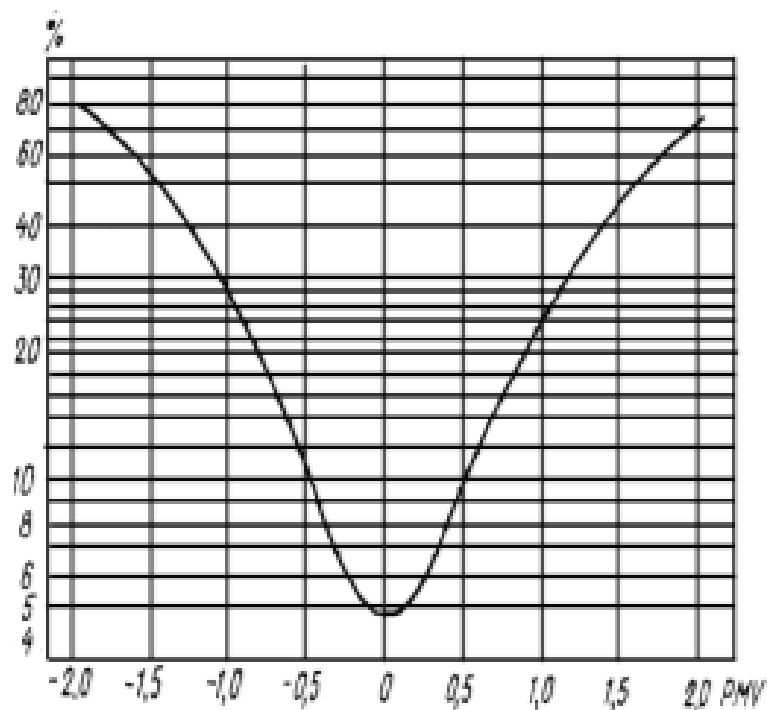


Рис.4.8. Зависимость между ожидаемым числом людей, недовольных тепловой обстановкой (PPD), и показателем теплоощущения PMV

Из формулы (4.8) можно выразить допустимое отклонение t_n от оптимального уровня:

$$\Delta t_n = |PMV| \frac{0.35 + 0.65clo}{0.468 - 0.148M} \quad (4.10)$$

где $|PMV|$ принимают в зависимости от максимальной величины PPD.

4.3. Нормирование параметров микроклимата.

Технологические требования к параметрам микроклимата

Современные технологии в таких отраслях, как точное машиностроение, радиотехническая, химическая, пищевая, текстильная, полиграфическая промышленность, производство синтетических волокон и др., не эффективны без поддержания круглый год определенных сочетаний температуры и влажности воздуха, его подвижности, а также чистоты. Производство интегральных мик-

росхем, функционирование предприятий микробиологической промышленности возможны только в замкнутом объеме, где к чистоте воздуха предъявляют специальные требования. Технологические требования к значениям температуры и влажности воздуха и их изменению обусловлены физико-химическими свойствами обрабатываемых, производимых или хранимых материалов и изделий. Так, влажность воздуха влияет на свойства гигроскопичных материалов, а следовательно, и на качество изделий из них. Масса материалов, широко используемых в полиграфической, текстильной и кожевенной промышленности, значительно меняется по мере изменения влажности, причем влияние температуры сказывается меньше, чем влияние влажности. Например, в текстильной промышленности 5%-ное колебание относительной влажности воздуха дает изменение свойств пряжи более существенное, чем при изменении температуры на 10⁰С.

Что касается других производств и отраслей, то:

1) в окрасочном производстве при сушке лака нужна повышенная влажность воздуха – примерно 65 %, что связано с тормозящим воздействием высокой влажности на поверхностное окисление и свободным выходом газов без образования пузырей;

2) в прецизионном машиностроении – наоборот, изменение температуры воздуха ведет к недопустимо большому увеличению или уменьшению размеров деталей из-за линейного расширения материалов; так, при нанесении рисок на измерительные лимбы металлообрабатывающих станков допустимые колебания температуры воздуха составляют $\pm 0,01$ °С;

3) в помещениях для хранения и обработки углеродистой стали необходима пониженная влажность воздуха (30 – 45 %), так как по мере увеличения влажности – особенно быстро после достижения 65 % – возрастает скорость коррозии металла; для защиты полированных поверхностей от микрокоррозии также следует поддерживать низкую температуру и низкую влажность воздуха;

4) опасно в ряде производств и неприятно в быту и общественных зданиях накапливаемое статическое электричество; вред от него можно свести к минимуму, если относительная влажность воздуха будет более 55 %;

5) в прядильных и ткацких цехах особенно велико влияние статического электричества на эластичность и обрывность волокна, поэтому также требуется повышенная влажность воздуха;

6) при производстве химических волокон, например, в камере предсозревания щелочной целлюлозы необходимо поддерживать температуру воздуха 30 – 35 °С при относительной влажности не ниже 90 %;

7) в полиграфическом производстве повышенная влажность воздуха обеспечивает требуемое качество бумаги и предупреждает накопление статического электричества, а колебания влажности более $\pm 5\%$ влияют на размеры бумажного волокна, что ухудшает качество многоцветной печати;

8) в производстве интегральных схем методом фотопечати в чистых помещениях, одном из современных технологических процессов, колебания температуры и влажности вызывают изменения размеров сверхтонких пленок, на которые наносится интегральная схема, что недопустимо, поэтому в подобного рода процессах возможны колебания температуры $\pm 0,05\text{ }^{\circ}\text{C}$ и относительной влажности $\pm 0,5\%$. Особые требования предъявляются в этом производстве к чистоте воздуха, что вполне понятно: попадание даже самой маленькой пылинки между слоями микропленок, толщина которых находится на молекулярном уровне, выводит элемент в брак (в соответствии с американским стандартом класс чистоты помещения исчисляется числом пылинок размером более 0,5 мкм в одном кубическом футе воздуха);

9) в некоторых отраслях пищевой промышленности, в частности мясоперерабатывающих и подсобных цехах, производстве шоколада и изделий из него и др. важно поддержание заданных параметров воздушной среды; так, определенное сочетание температуры и влажности воздуха обеспечивает эффективный процесс откорма скота и птицы.

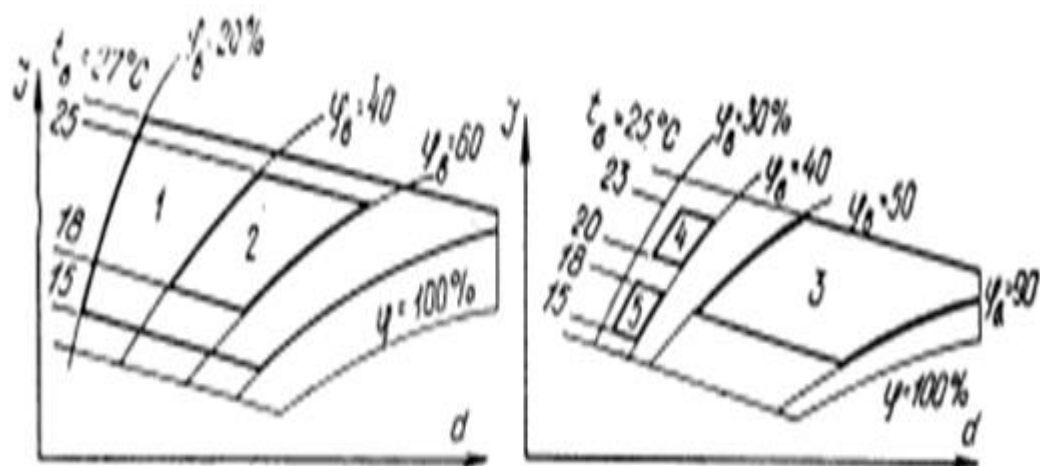


Рис.4.9. Области сочетания температуры и влажности воздуха, оптимальные по технологическим требованиям для производства бумажной и полиграфической промышленности 1, точного машиностроения 2, текстильной 3, электротехнической 4 и химической 5 промышленности

На рис.4.9 показаны области сочетания температуры и относительной влажности воздуха для отдельных технологических процессов. Нормативные значения этих параметров приводятся в ГОСТ 12.01.005-88*. Соответствующие данные показаны в таблице 4.3:

Таблица 4.3.

Оптимальные и допустимые нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в рабочей зоне производственных помещений по

ГОСТ 12.1.005-88*

Период года	Категория работ	Температура, °С				Относительная влажность, %		Скорость движе- ния, м/с		
		оп- ти- маль- ная	допустимая				опти- маль- ная	допустимая на рабочих местах по- стоянных и непостоян- ных, не бо- лее	опти- мальная, не более	допу- стимая на рабо- чих местах посто- янных и непо- стоян-
			верхняя гра- ница		нижняя гра- ница					
			на рабочих местах							
			по- сто- ян- ян-	непо- стоян- ных	по- сто- ян- янных	непо- стоян- ных				

			ных							ных*
Холодный	Легкая – Ia	22-24	25	26	21	18	40-60	75	0,1	Не более 0,1
	Легкая – Ib	21-23	24	25	20	17	40-60	75	0,1	Не более 0,2
	Средней тяжести – IIa	18-20	23	24	17	15	40-60	75	0,2	Не более 0,3
	Средней тяжести – IIб	17-19	21	23	15	13	40-60	75	0,2	Не более 0,4
	Тяжелая – III	16-18	19	20	13	12	40-60	75	0,3	Не более 0,5
Теплый	Легкая – Ia	23-25	28	30	22	20	40-60	55 (при 28°C)	0,1	0,1-0,2
	Легкая – Ib	22-24	28	30	21	19	40-60	60 (при 27°C)	0,2	0,1-0,3
	Средней тяжести – IIa	21-23	27	29	18	17	40-60	65 (при 26°C)	0,3	0,2-0,4
	Средней тяжести – IIб	20-22	27	29	16	15	40-60	70 (при 25°C)	0,3	0,2-0,5
	Тяжелая – III	18-20	26	28	15	13	40-60	75 (при 24°C)	0,4	0,2-0,6
* Большая скорость движения воздуха в теплый период года соответствует максимальной температуре воздуха, меньшая – минимальной температуре воздуха. Для промежуточных величин температуры воздуха скорость его движения допускается определять интерполяцией; при минимальной температуре воздуха скорость его движения может приниматься также ниже 0,1 м/с – при легкой работе и ниже 0,2 м/с – при работе средней тяжести и тяжелой.										

Для жилых и общественных зданий соответствующие данные содержатся в ГОСТ 30494-2011 "Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях". Для большинства общественных зданий оптимальные и допустимые сочетания основных метеопараметров можно представить в виде таблицы 4.4:

Таблица 4.4.

Оптимальные и допустимые параметры микроклимата общественных зданий

Расчетный период года	Допустимые параметры (для вентиляции)		Оптимальные параметры (для кондиционирования воздуха)	
	Температура воздуха $t_{в}$, °С	Относительная влажность воздуха $\phi_{в}$, %	Температура воздуха $t_{в}$, °С	Относительная влажность воздуха $\phi_{в}$, %
ТП	18–28	≤65	23–25	60–30*
ХП, ПП	18–23	≤60	19–21	30–45*

*) на первом месте – наиболее целесообразные значения.

В полном виде требования ГОСТ30494-2011 приведены в таблице 4.5 и 4.6:

Таблица 4.5.

Оптимальные и допустимые нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в обслуживаемой зоне помещений жилых зданий и общежитий

Период года	Наименование помещения	Температура воздуха, °С		Результирующая температура, °С		Относительная влажность, %		Скорость движения воздуха, м/с	
		оптимальная	допустимая	оптимальная	допустимая	оптимальная	допустимая, не более	оптимальная, не более	допустимая, не более
ХП, ПП	Жилая комната	20-22	18-24 (20-24)	19-20	17-23 (19-23)	45-30	60	0,15	0,2
	То же, в районах с температурой наиболее холодной	21-23	20-24 (22-24)	20-22	19-23 (21-23)	45-30	60	0,15	0,2

	пятидневки (обеспеченностью 0,92) минус 31 °С и ниже								
	Кухня	19-21	18-26	18-20	17-25	НН*	НН	0,15	0,2
	Туалет	19-21	18-26	18-20	17-25	НН	НН	0,15	0,2
	Ванная, совмещенный санузел	24-26	18-26	23-27	17-26	НН	НН	0,15	0,2
ХП, ПП	Помещения для отдыха и учебных занятий	20-22	18-24	19-21	17-23	45-30	60	0,15	0,2
	Межквартирный коридор	18-20	16-22	17-19	15-21	45-30	60	0,15	0,2
	Вестибюль, лестничная клетка	16-18	14-20	15-17	13-19	НН	НН	0,2	0,3
	Кладовые	16-18	12-22	15-17	11-21	НН	НН	НН	НН
ТП	Жилая комната	22-25	20-28	22-24	18-27	60-30	65	0,2	0,3
* НН — не нормируется									
Примечание — Значения в скобках относятся к домам для престарелых и инвалидов									

Таблица 4.6.

Оптимальные и допустимые нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в обслуживаемой зоне общественных зданий

Период года	Наименование помещения или категория	Температура воздуха, °С		Результирующая температура, °С		Относительная влажность, %		Скорость движения воздуха, м/с	
		оптимальная	допустимая	оптимальная	допустимая	оптимальная	допустимая, не более	оптимальная, не более	допустимая, не более
ХП, ПП	1 категория	20-22	18-24	19-20	17-23	45-30	60	0,2	0,3
	2 »	19-21	18-23	18-20	17-22	45-30	60	0,2	0,3
	3а »	20-21	19-23	19-20	19-22	45-30	60	0,2	0,3
	3б »	14-16	12-17	13-15	13-16	45-30	60	0,2	0,3

	Зв »	18-20	16-22	17-20	15-21	45-30	60	0,2	0,3
	4 »	17-19	15-21	16-18	14-20	45-30	60	0,2	0,3
	5 »	20-22	20-24	19-21	19-23	45-30	60	0,15	0,2
	6 »	16-18	14-20	15-17	13-19	НН*	НН	НН	НН
	Ванные, душевые	24-26	18-28	23-25	17-27	НН	НН	0,15	0,2
ХП, ПП	Детские дошколь- ные учреждения:								
	Групповая, разде- вальная и туалет:								
	для ясельных и младших групп	21-23	20-24	20-22	19-23	45-30	60	0,1	0,15
	для средних и до- школьных групп	19-21	18-25	18-20	17-24	45-30	60	0,1	0,15
	Спальня:								
	для ясельных и младших групп	20-22	19-23	19-21	18-22	45-30	60	0,1	0,15
	для средних и до- школьных групп	19-21	18-23	18-22	17-22	45-30	60	0,1	0,15
ТП	Помещения с по- стоянным пребы- ванием людей	23-25	18-28	22-24	19-27	60-30	65	0,3	0,5
* НН - не нормируется									
Примечание – Для детских дошкольных учреждений, расположенных в районах с температу- рой наиболее холодной пятидневки (обеспеченностью 0,92) минус 31 °С и ниже, допустимую расчетную температуру воздуха в помещении следует принимать на 1 °С выше указанной в таблице.									

Классификация помещений к таблице 4.6:

Помещения 1 категории — помещения, в которых люди в положении лежа или сидя находятся в состоянии покоя и отдыха.

Помещения 2 категории — помещения, в которых люди заняты умственным трудом, учебой.

Помещения 3а категории — помещения с массовым пребыванием людей, в которых люди находятся преимущественно в положении сидя без уличной одежды.

Помещения 3б категории — помещения с массовым пребыванием людей, в которых люди находятся преимущественно в положении сидя в уличной одежде.

Помещения 3в категории — помещения с массовым пребыванием людей, в которых люди находятся преимущественно в положении стоя без уличной одежды.

Помещения 4 категории — помещения для занятий подвижными видами спорта.

Помещения 5 категории — помещения, в которых люди находятся в полураздетом виде (раздевалки, процедурные кабинеты, кабинеты врачей и т.п.).

Помещения 6 категории — помещения с временным пребыванием людей (вестибюли, гардеробные, коридоры, лестницы, санузлы, курительные, кладовые).

Следует также заметить, что для обеспечения комфортности человека в помещении необходимо поддерживать не только определенные тепловлажностные параметры, но и близкий природному состав воздуха, отсутствие в нем вредных примесей и неприятных запахов. В такой обстановке человек ощущает *воздушный комфорт*, что очень важно, ведь большую часть жизни он проводит в замкнутом объеме помещения и вынужден дышать внутренним воздухом.

Нарушение комфортного ощущения воздушной среды в гражданских зданиях связано со следующими причинами:

- накоплением антропоксинов;
- деструкцией полимерных материалов в помещении;
- фоновым загрязнением наружного воздуха, подаваемого в помещение;
- деструкцией наружного воздуха при обработке в системах вентиляции и кондиционирования воздуха.

В промышленных зданиях воздух может быть загрязнен также токсичными парами, газами, аэрозолями и пылью, выделяющимися в технологическом процессе. Попадая в организм через дыхательные пути, кожу и пищу, токсичные вещества могут вызывать отравление. Степень воздействия их на человека зависит от вредности вещества, его концентрации в воздухе помещения (обычно измеряется в мг массы вещества на 1 м³ воздуха), продолжительности действия.

Наиболее распространены такие вредные вещества, как *окись углерода; окислы азота; летучие химические соединения* – в основном пары растворителей и чистящих бытовых веществ; *формальдегид* – бесцветный газ с резким запахом, выделяющийся из древесно-стружечных плит (мебели, отделочных материалов), а также пенопластовых уреаформальдегидных материалов (теплоизоляционных); *радон* – радиоактивный природный газ; *волокнистые пыли* из мелких волокон минералов или синтетических минеральных веществ; наиболее опасны волокна асбеста; *свинец* и его соединения; *плесень; пыль биологического* происхождения; *бактерии; табачный дым*.

На промышленных предприятиях, кроме того, выделяется сернистый газ, пары синильной кислоты, пары и пыль марганца, пары ртути и другие высокотоксичные пары и газы, а также многочисленные виды пыли, дымы, возникающие в результате механической обработки, горения и возгонки материалов. **Предельно допустимая концентрация** (ПДК) вредного вещества – это концентрация, которая при ежедневной (кроме выходных дней) работе в течение 8 ч или при другой продолжительности, но не более 41 ч в неделю, в течение всего рабочего стажа не может вызвать заболеваний или отклонений в состоянии здоровья, обнаруживаемых современными методами исследований в процессе работы или в отдаленные сроки жизни настоящего и последующего поколений. ПДК для различных вредных веществ в воздухе рабочей зоны помещения приведены в ГОСТ 1.1.005-88*:

Таблица 4.7.

Оптимальные и допустимые нормы температуры, относительной влажности

и скорости движения воздуха в рабочей зоне производственных помещений по
ГОСТ 12.1.005-88*

Период года	Категория работ	Температура, °С					Относительная влажность, %		Скорость движе- ния, м/с	
		оп- ти- маль ная	допустимая				опти- маль- ная	допустимая на рабочих местах по- стоянных и непостоян- ных, не бо- лее	опти- мальная, не более	допу- стимая на рабочих местах посто- янных и не- постоян- ных*
			верхняя гра- ница		нижняя гра- ница					
			на рабочих местах							
			по- сто- ян- ных	непо- стоян- ных	по- сто- ян- ных	непо- стоян- ных				
Холод- ный	Легкая – Ia	22-24	25	26	21	18	40-60	75	0,1	Не бо- лее 0,1
	Легкая – Ib	21-23	24	25	20	17	40-60	75	0,1	Не бо- лее 0,2
	Средней тя- жести – IIa	18-20	23	24	17	15	40-60	75	0,2	Не бо- лее 0,3
	Средней тя- жести – IIб	17-19	21	23	15	13	40-60	75	0,2	Не бо- лее 0,4
	Тяжелая – III	16-18	19	20	13	12	40-60	75	0,3	Не бо- лее 0,5
Теплый	Легкая – Ia	23-25	28	30	22	20	40-60	55 (при 28°С)	0,1	0,1-0,2
	Легкая – Ib	22-24	28	30	21	19	40-60	60 (при 27°С)	0,2	0,1-0,3
	Средней тя- жести – IIa	21-23	27	29	18	17	40-60	65 (при 26°С)	0,3	0,2-0,4
	Средней тя- жести – IIб	20-22	27	29	16	15	40-60	70 (при 25°С)	0,3	0,2-0,5
	Тяжелая – III	18-20	26	28	15	13	40-60	75 (при 24°С)	0,4	0,2-0,6
* Бóльшая скорость движения воздуха в теплый период года соответствует максимальной температуре воздуха, меньшая – минимальной температуре воздуха. Для промежуточных величин температуры воздуха скорость его движения допускается определять интерполяцией; при минимальной температуре воздуха скорость его движения может приниматься также ниже 0,1 м/с – при легкой работе и ниже 0,2 м/с – при работе средней тяжести и тяжелой.										

Одно из условий воздушного комфорта – это отсутствие в воздухе неприятных *запахов*, сопутствующих выделению необязательно токсичных веществ.

Лучший способ борьбы с вредными запахами – локализирующая и общеобменная вентиляция.

Выявление *гигиенически обоснованного воздухообмена* в помещении основано на замещении в воздухе углекислого газа CO_2 , избыток и недостаток которого во вдыхаемом воздухе одинаково вредно отражается на состоянии организма. Его работоспособность и физиологические функции существенно не изменяются, если содержание углекислого газа во вдыхаемом воздухе составляет 0,04 – 0,5 %. Потребность в свежем воздухе для одного человека составит 20 м³/ч, если принять концентрацию CO_2 в воздухе помещения, равную 0,1%, однако при подаче такого воздуха большое число людей ощущает дискомфорт. Потребное количество свежего воздуха следует определять из условия разбавления комплекса токсичных веществ, выделяющихся в процессе жизнедеятельности организма человека, – так называемых *антропотоксиков*. Из более чем 30 вредных веществ некоторые высокотоксичны, и выделение организмом таких веществ означает превышение их предельно допустимой концентрации в воздухе.

По данным отечественных гигиенистов, при подаче в помещение 60 м³/ч свежего воздуха на одного человека ощущение дискомфорта наблюдается у 25 % испытуемых; лишь 5% недовольны, если в помещение поступает не менее 80 м³/ч свежего воздуха на одного человека. Однако установлено, что в помещениях, оборудованных воздушным отоплением и кондиционерами, при соблюдении всех комфортных условий ощущается дискомфорт, что объясняется нарушением *озоно-ионного* состава воздуха.

Как известно, отрицательные ионы кислорода благотворно воздействуют на человека, причем легкие ионы предпочтительнее, чем тяжелые. В то же время при обработке воздуха в кондиционерах, по данным Ю.Д. Губернского, содержание легких отрицательных ионов в помещении в среднем сокращается в 8 раз. После обработки наружного воздуха в оросительной камере доля легких отрицательных ионов составляет 0,7% от природной, а в соплах эжекционных

доводчиков их количество уменьшается в 72 раза.

Аналогичный процесс деструкции распространяется на такой важный компонент комфортного ощущения, как содержание озона, которое в помещении в 30-100 раз меньше, чем в наружном воздухе.

Приведенные данные свидетельствуют о предпочтительности с гигиенической точки зрения естественного проветривания, а также о желательности восстановления озono-ионного состава воздуха, например, с помощью ионизаторов.

4.4. Параметры наружного климата, расчеты параметров и понятие их обеспеченности

При решении задач теплофизики здания и систем обеспечения микроклимата можно выделить два вида требуемой климатической информации: в *расчетных* и *эксплуатационных условиях*.

Под *расчетными* понимаются наиболее неблагоприятные погодные условия, при которых выбирается теплозащита здания и установочная мощность (производительность) систем обеспечения микроклимата. Расчетным условиям соответствует комплекс параметров наружного климата, за пределами которых система заведомо не обеспечивает поддержание расчетных параметров микроклимата. *Эксплуатационные* условия характеризуются изменением параметров наружного климата во времени суток и года в интервале от расчетных летних до расчетных зимних и наоборот.

Параметры состояния влажного воздуха

Парциальное давление водяного пара рассчитывается по данным измерения относительной влажности по формуле: $P_{вп} = P_{нас} \frac{\varphi}{100}$,

где $P_{\text{нас}}$ – парциальное давление водяного пара при полном насыщении – функция температуры наружного воздуха.

Влагосодержание наружного воздуха d , г/кг:

$$d = 622 \frac{P_{\text{вп}}}{B - P_{\text{вп}}} \quad (4.11)$$

где B – барометрическое давление, Па.

Энтальпия (теплосодержание) наружного воздуха I , кДж/кг:

$$I = 1,005t + (2500 + 1,807t)d \cdot 10^{-3} \quad (4.12)$$

Приблизленно параметры состояния влажного воздуха (как наружного, так и внутреннего) могут быть рассчитаны по следующим формулам:

Парциальное давление водяного пара при полном насыщении, Па:

$$P_{\text{нас}} = A \exp\left(-\frac{c}{t + 273,15}\right),$$

где $A = 1,8424 \cdot 10^{11}$ при $t > 0$, $A = 2,498 \cdot 10^{11}$ при $t < 0$;

$c = 5331$ при $t > 0$, $c = 5419$ при $t < 0$;

Влагосодержание, г/кг: $d = 630 \frac{P_{\text{вп}}}{B}$;

Энтальпия, кДж/кг: $I = 1,005t + 2,49d$;

Температура точки росы, °С, т.е. температура, до которой нужно охладить воздух при $d = \text{const}$, чтобы в нем началась конденсация водяных паров:

$$t_p = \frac{c}{D - \ln P_{\text{вп}}} - 273,15,$$

где $D = 25,94$ при $t > 0$, $D = 26,24$ при $t < 0$:

Температура мокрого термометра, °С, т.е. температура, которую приобретает смоченный шарик термометра в приборе для измерения относительной влажности воздуха:

$$t_M = 4,47\sqrt{I} - 13,83 \text{ (при } I > 0); t_M = 0,82I - 5,54 \text{ (при } I < 0).$$

Величина t_M зависит только от I , поскольку является предельной температурой при увлажнении воздуха при $I = \text{const}$. При этом поток скрытой теплоты к воздуху с испаряющейся водой равен обратному потоку явной теплоты от воздуха к воде за счет возникшей разности температур, поскольку теплота на испарение отнимается сначала у самой воды, и ее температура понижается до величины t_M . Равенство указанных потоков теплоты и означает, что в таком процессе $I = \text{const}$. Эти явления имеют место при обработке воздуха рециркулирующей водой и у смоченного шарика термометра.

$$\text{Плотность, кг/м}^3: \rho = \frac{353}{t + 273}; \text{удельный вес, Н/м}^3: \gamma = 9,81\rho.$$

Климатические параметры изменяются во времени, сохраняя определенные закономерности. Наиболее ярко закономерность изменения параметров проявляется, если их иллюстрировать *средними многолетними* значениями.

Целью выбора расчетных условий является определение *наибольшей нагрузки* на системы обеспечения микроклимата, которая складывается из наибольших значений составляющих ее частей. В *холодный период* года тепловая нагрузка на систему отопления соответствует наиболее низкой температуре наружного воздуха и наибольшей скорости ветра.

В *теплый период* рассчитывается нагрузка на систему охлаждения помещения и осушки воздуха. Наибольшей величине нагрузки соответствуют максимально высокие значения температуры, влагосодержания, теплосодержания наружного воздуха и интенсивности солнечной радиации. Скорость ветра при этом должна быть по возможности минимальной.

Наиболее простым решением задачи выбора расчетных параметров наружного климата было бы использование *абсолютных* максимумов или

минимумов параметров. Однако такой подход, очевидно, нецелесообразен. Во-первых, потому, что абсолютный максимум параметра наблюдается один раз за весь срок измерений и вероятность его появления впредь очень мала. Поэтому системы, запроектированные для экстремальных расчетных условий, в реальный период эксплуатации будут иметь завышенную мощность и окажутся экономически неоправданными.

Во-вторых, использование такой модели спорно и с физической точки зрения, так как одновременное появление экстремальных значений всех параметров невероятно.

Выбор параметров наружного климата, используемых для расчета теплового режима помещений, В.Н.Богословский предложил проводить на основе *коэффициента обеспеченности* $K_{об}$. Последняя величина в долях единицы показывает число случаев, в которых внутренние условия обеспечиваются, по отношению к общему числу случаев (членов статистического ряда параметров), или же долю времени, в течение которого обеспечиваются условия, по отношению к общему времени наблюдений.

Использование коэффициента обеспеченности, по сути равного вероятности обеспечения внутренних условий, позволяет уточнить представление о расчетных условиях. С его помощью удастся связать уровень комфортности в здании с расчетной температурой наружного воздуха. Чем уровень комфортности выше, тем выше должна быть и обеспеченность наружной температуры.

В последней редакции СНиП 23-01-99* "Строительная климатология" собрана основательная база данных, прежде всего по расчетным значениям температуры наружного воздуха. В частности, приводятся значения t_H средней

за наиболее холодные сутки и наиболее холодную пятидневку с обеспеченностью 0,98 и 0,92, предназначенные для теплотехнического расчета ограждений и расчета мощности систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха в холодное время.

Основные правила для выбора расчетных параметров наружного климата по СНиП 23-01-99* можно свести к следующему:

- расчетное **барометрическое** давление B , Па – по табл.2 (табл.4.1 последней редакции – СП 131.13330.2018), колонка 2;
- для **теплого периода** года (ТП) по табл.2 (табл.4.1 СП 131.13330.2018): **температура** t_n , °С, наружного воздуха по параметрам “А” и “Б” (соответственно колонка 3 с обеспеченностью 0,95 и колонка 4 с обеспеченностью 0,98) и его удельная **энтальпия** I_n , кДж/кг (также по параметрам “А” и “Б” – по картам удельной энтальпии); **скорость** ветра, м/с (колонка 13), **но не менее 1 м/с**, и средняя суточная **амплитуда температуры** наружного воздуха $A_{тн}$, °С (колонка 7);
- для **холодного периода** года (ХП) по параметру “Б” по табл.1 (табл.3.1 СП 131.13330.2018): **температура** t_n , °С (колонка 5, т.е. средняя температура наиболее холодной пятидневки $t_{н5}$ обеспеченностью 0,92) и **относительная влажность** φ_n , % (колонка 16, т.е. средняя в 15 часов для наиболее холодного месяца) наружного воздуха; **скорость** ветра (колонка 19, т.е. максимальная из средних по румбам за январь), м/с. Дополнительно также определяется температура по параметру “А” (колонка 6 с обеспеченностью 0,94), используемая только для расчета вентиляции сельскохозяйственных зданий. Наглядно принцип выбора расчетных параметров наружного климата показан на рис.4.10.

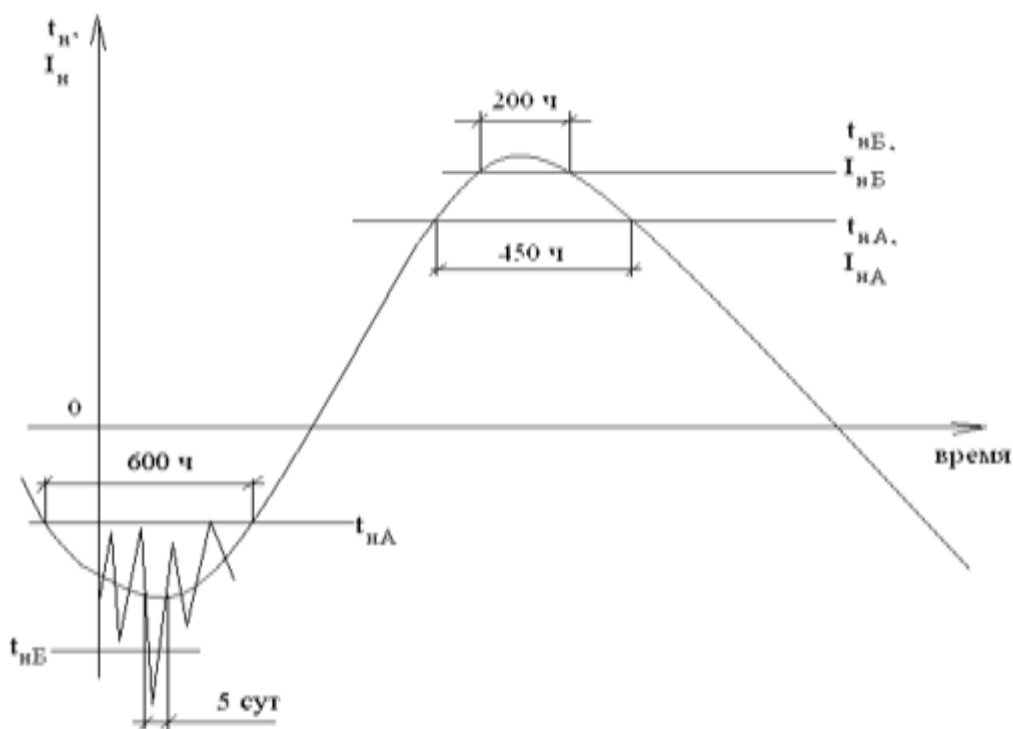


Рис.4.10. Схема годового хода среднесуточной температуры и энтальпии наружного воздуха и выбор параметров «А» и «Б».

Для **переходного периода (ПП)** в любом районе строительства принимается температура $+10^{\circ}\text{C}$ и удельная энтальпия $26,5 \text{ кДж/кг}$ по параметру «А».

Для расчета систем **вентиляции (В)** в **ТП и ПП** применяются **параметры «А»**, а в **ХП** – **параметры «Б»**. Параметры «А» в ХП используются сейчас только при проектировании вентиляции сельскохозяйственных зданий. Для расчета систем кондиционирования воздуха в **ТП и ХП** применяются **параметры «Б»**. Температура $t_{н5}$, т.е. по параметру «Б» в ХП используется также для определения мощности системы **отопления**.

В 2012 году введена в действие актуализированная редакция СНиП 23-01-99* – СП 131.13330.2012, с последующими Изменениями № 1 и 2 и новым изданием – СП 131.13330.2018, в которых отражены изменения климатических

параметров за последние годы, но перечисленные выше правила выбора этих параметров были сохранены.

4.5. Закономерности суточного и годового изменения параметров наружного климата

Расчетные наружные условия моделируют искусственную синоптическую ситуацию для выбора установочных параметров здания и систем обеспечения микроклимата. *Эксплуатационные* условия должны по возможности отражать близкое к реальному изменение параметров наружного климата *во времени года*. Именно год является основным временным элементом, в рамках которого проявляются систематические режимы функционирования здания. Рассмотрение годового режима работы систем обеспечения микроклимата необходимо, прежде всего, для оценки их *энергетических затрат*.

Распределенность параметров климата по годам вызывает междугодовые колебания энергопотребления, что следует учитывать при расчете энергетических показателей систем обеспечения микроклимата.

Показателем, связывающим величину параметра климата с частотой ее появления в принятом к рассмотрению ряду лет, является коэффициент обеспеченности $K_{об}$, равный отношению:

$$K_{об} = 1 - \frac{n}{N} \quad (4.13)$$

где n – число лет (случаев), когда параметр отклоняется от заданных значений (например, превышает их);

N – число лет (случаев), принятых к рассмотрению.

В таком виде формула используется для определения обеспеченности дискретных событий, например, температуры наиболее холодных суток, пятидневки, месяца и т.д. Если же речь идет об обеспеченности какого-то температурного уровня за определенный интервал времени в течение года (например, температуры по параметрам «А» и «Б» в теплый период года – см. п.4.4), формулу (4.13) лучше представить в виде:

$$K_{об} = 1 - \frac{\Delta z}{Z} \quad (4.13a)$$

где Z – общее число часов в году (8640) или суток (365),

Δz – число часов или суток в году, когда параметр выходит за заданные пределы.

Зависимость численных значений параметров климата от коэффициента обеспеченности имеет вид функции распределения $F(y)$.

Для среднесуточных температур в течение года можно построить кривую, показанную на рис.4.11. С ее помощью можно определять значение расчетной температуры с любой заданной обеспеченностью.

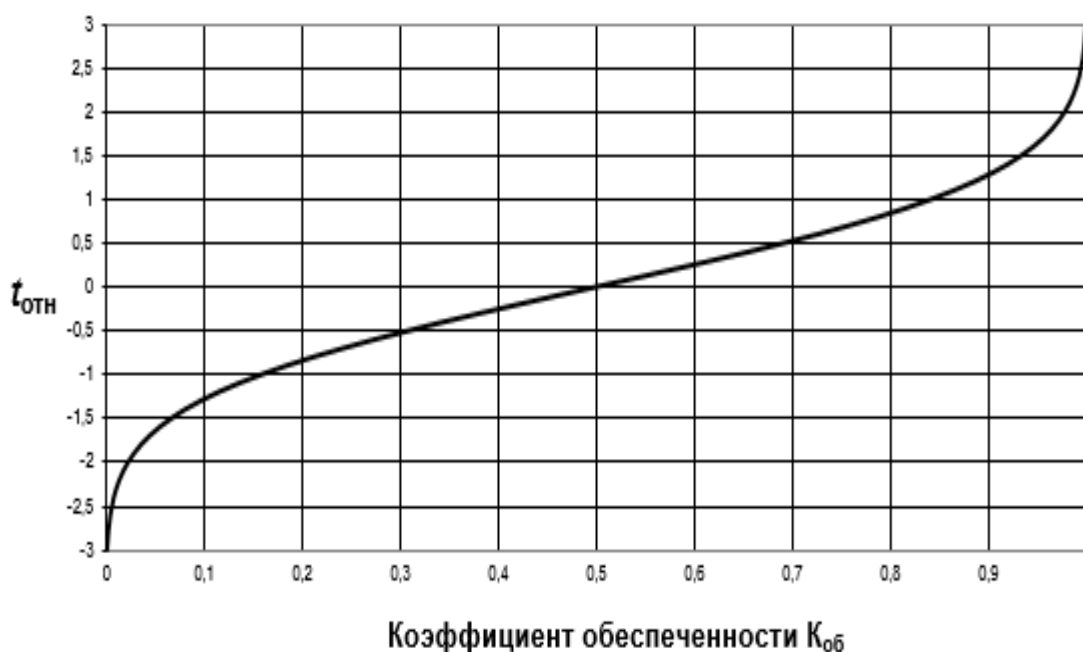


Рис.4.11. Функция распределения относительных среднесуточных наружных температур

По оси ординат здесь отложено относительное отклонение текущей температуры наружного воздуха t от ее среднегодового значения $t_{отн} = (t - t_{ср.год})/\sigma_t$, где σ_t – среднее квадратическое отклонение t . С хорошей точностью функцию распределения t можно описать нормальным законом, поэтому вероятность того, что $t_{отн}$ будет меньше расчетной величины $t_{отн,р}$, описывается следующей формулой (О.Д.Самарин), по которой и построен график на рис. 4.11:

$$K_{об} = \frac{1}{2} \left(1 + \operatorname{erf} \left[\frac{t_{отн,р}}{\sqrt{2}} \right] \right) \quad (4.14)$$

где $\operatorname{erf} = \frac{1}{\sqrt{\pi}} \int_{-\infty}^{t_{отн,р}} \exp(-t_{отн,р}^2) dt$ – так называемая функция ошибок, значения ко-

торой приводятся в таблицах (см. также рис.4.11). Поэтому если задаться требуемым значением $K_{об}$ по формуле (5.13а), по графику можно найти требуемую величину $t_{отн}$, откуда $t = t_{отн} \sigma_t + t_{ср.год}$. С достаточным приближением $\sigma_t = (t_{м.мах} - t_{м.мин})/2$, где $t_{м.мах}$ и $t_{м.мин}$ – соответственно температуры наиболее жаркого и наиболее холодного месяца в районе строительства. То есть фактически σ_t – это амплитуда годового хода среднемесячных температур. Как и $t_{ср.год}$, значения $t_{м.мах}$ и $t_{м.мин}$ приводятся в табл. 3 СНиП 23-01-99* (табл. 5.1 СП 131.13330.2018).

Следует только иметь в виду, что, поскольку в формуле (5.14) рассматривается вероятность того, что температура будет меньше, чем $t_{отн,р}$, для холодного периода требуемое значение $K_{об}$ нужно определять не как $1 - \frac{\Delta z}{Z}$, а просто как $\frac{\Delta z}{Z}$. При этом для вычисления средней температуры наиболее холодной пятидневки в числитель этой формулы нужно подставлять не 2,5 суток, как могло бы показаться (половина пятидневки), а все 5 суток целиком, потому что на самом деле ситуация, когда $t < t_{н5}$, возможна не только в течение наиболее холод-

ной пятидневки, но и в некоторые другие периоды, хотя и реже. Следовательно, тогда $K_{об} = 5/365 = 0,0137$, $t_{отн} = -2,2$, откуда $t_{н5} = t_{ср.год} - 2,2\sigma_t$. Например, для Москвы $t_{ср.год} = +4,1^0$ по СНиП 23-01-99* (издание 2004 г.), $\sigma_t = (18,1 - (-10,2))/2 = 14,15^0$, тогда $t_{н5} = 4,1 - 2,2 \cdot 14,15 = -27,03$. На самом деле по данным того же СНиП в Москве $t_{н5} = -28^0$, т.е. рассмотренный приближенный метод имеет хорошую точность.

Вообще в силу зависимости по формуле (4.14) все параметры наружного климата связаны друг с другом вероятностными соотношениями. Например, для связи средней за отопительный период разности температур ($t_b - t_{оп}$) и расчетной ($t_b - t_{оп}$) справедлива формула (4.15) (Б.А.Крупнов, О.Д.Самарин и др.):

$$t_b - t_{оп} = (0,484 \pm 0,046)(t_b - t_{н5}), ^\circ C \quad (4.15)$$

Об очень высокой оправдываемости этого выражения свидетельствует рис.4.12, построенный по данным СНиП 23-01-99* (издание 2004 г.). Аппроксимирующая прямая соответствует формуле (5.15).

В частности, для Москвы при $t_b = +18^\circ C$ получаем: $t_{оп} = t_b - (0,484 \pm 0,046)(t_b - t_{н5}) = 18 - (0,484 \pm 0,046)(18 + 28) = -4,26 \pm 2,11$. Действительное значение $t_{оп} = -3,1^\circ C$, т.е. и здесь совпадение достаточно хорошее.

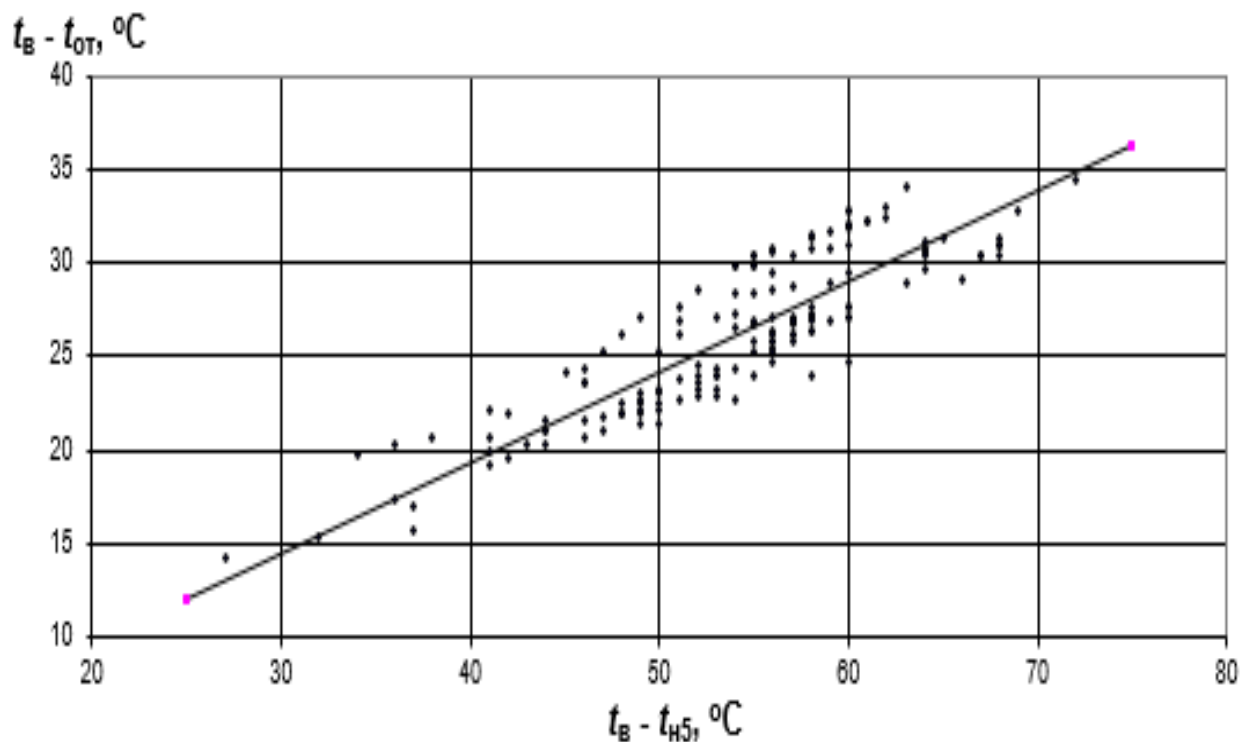


Рис.4.12. Корреляционная связь средней ($t_{\text{в}} - t_{\text{от}}$) и расчетной ($t_{\text{в}} - t_{\text{н5}}$) разности температур внутреннего и наружного воздуха

Как уже отмечалось, впоследствии были приняты актуализированные редакции СНиП 23-01-99*, но, несмотря на значительное уточнение климатических данных, зависимость (4.15) сохраняет свою силу (О.Д. Самарин, А.К. Ключко. Численные и приближенные методы в задачах строительной теплофизики и климатологии. – М.: Изд-во МИСИ-МГСУ, 2021. – 96 с.):

$$t_{\text{в}} - t_{\text{от}} = (0,485 \pm 0,043)(t_{\text{в}} - t_{\text{н5}}). \quad (4.16)$$

Поле корреляции ($t_{\text{в}} - t_{\text{от}}$) и ($t_{\text{в}} - t_{\text{н5}}$) показано на рисунке 4.13.

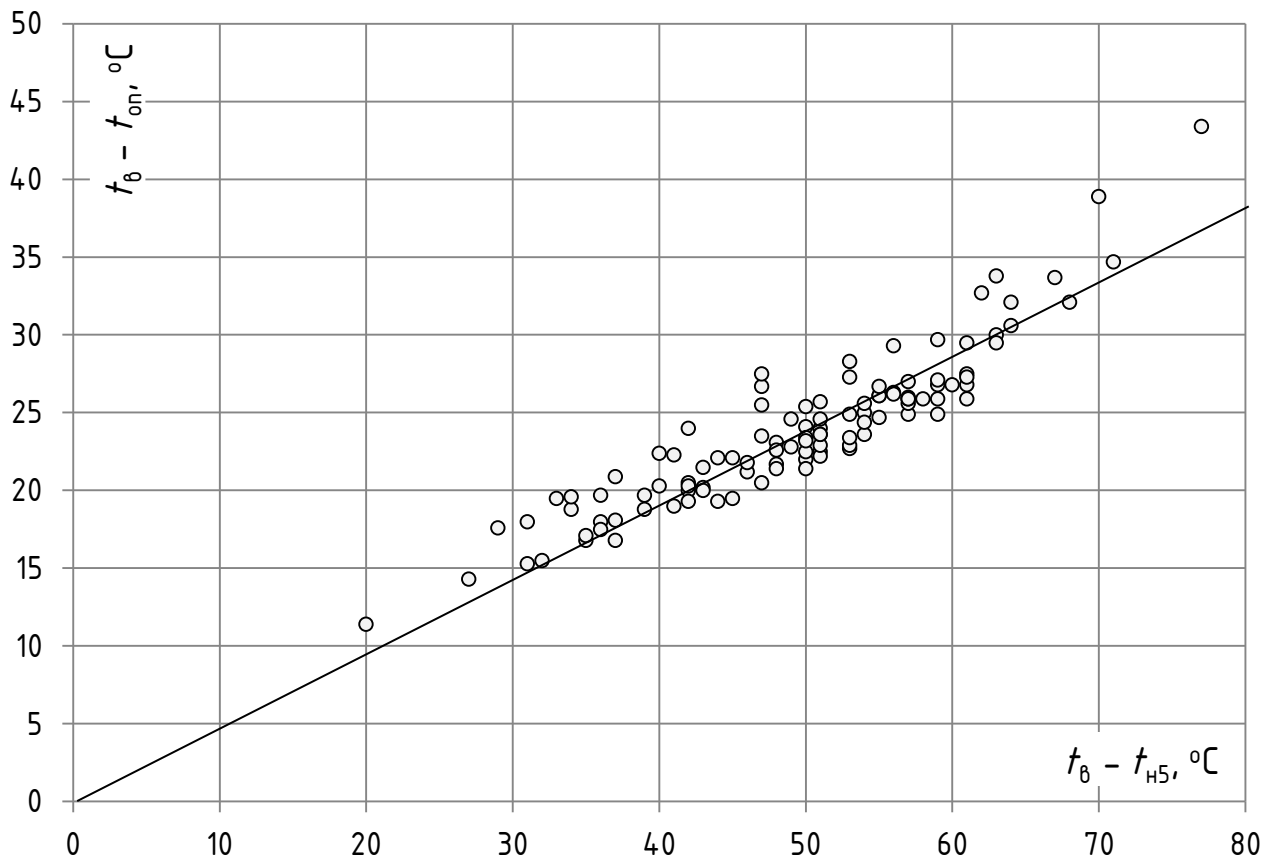


Рис. 4.13. Корреляционная связь разностей $(t_b - t_{on})$ и $(t_b - t_{n5})$. Сплошная линия – аппроксимация по формуле (4.13).

В качестве еще одного примера из того же источника можно привести корреляционное соотношение между значением градусо-суток отопительного периода ГСОП и величиной $(t_b - t_{n5})^2$ по данным СП 131.13330.2012. Соответствующее поле корреляции $\text{ГСОП} = z_{\text{оп}}(t_b - t_{\text{оп}})$ и квадрата разности $(t_b - t_{n5})^2$ показано на рисунке 4.14.

$$\text{ГСОП} = (2,11 \pm 0,24)(t_b - t_{n5})^2. \quad (4.14)$$

В первом случае использованы данные для 110 городов РФ из СП 131, для которых была обновлена климатическая информация при пересмотре данного документа по сравнению с его предыдущей редакцией от 2004 года, во втором – для 97, с исключением из рассмотрения некоторых наиболее южных городов, для которых наблюдаются существенные отклонения от общей зависимости для ГСОП. Значение t_b при этом принималось равным $+18^\circ$ как среднее для жи-

лых и общественных зданий в соответствии с ГОСТ 30494-2011 "Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях".

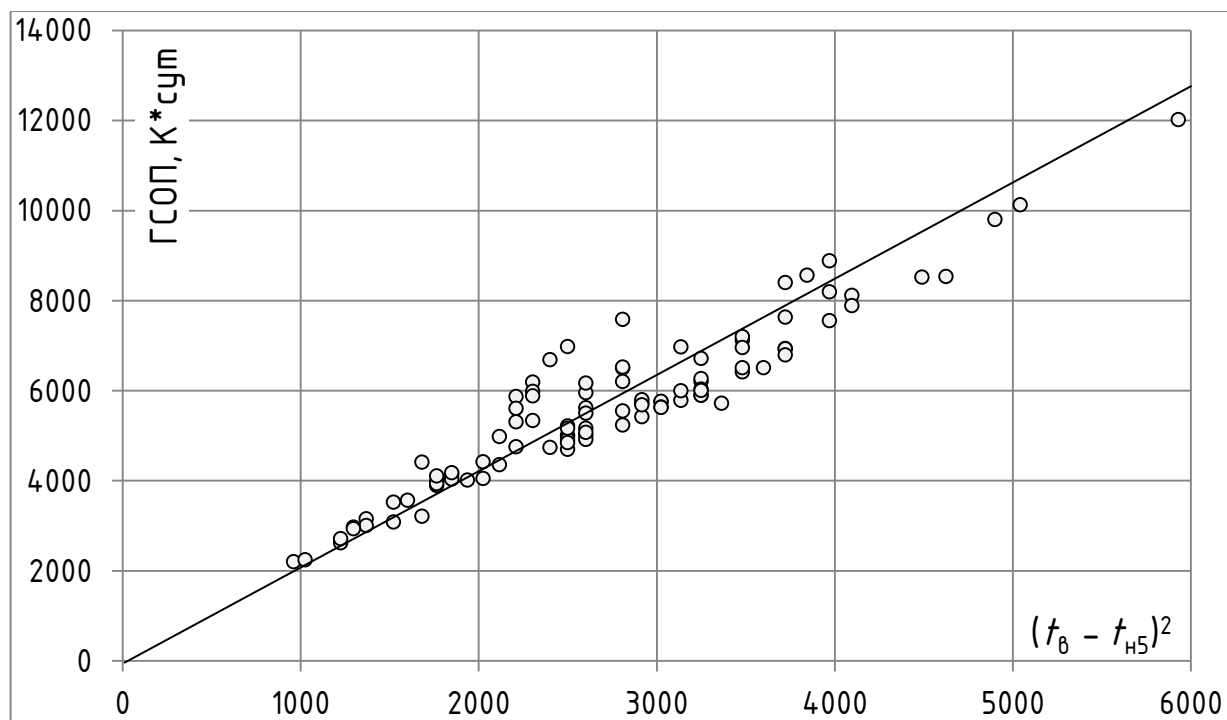


Рис. 4.14. Корреляционная связь ГСОП и величины $(t_6 - t_{н5})^2$. Сплошная линия – аппроксимация по формуле (4.14).

Глава 5. Тепловая нагрузка на системы отопления-охлаждения и определение воздухообмена в помещении

5.1. *I-d*-диаграмма влажного воздуха и простейшие процессы изменения состояния влажного воздуха

I-d-диаграмма была предложена в 1918 г. профессором Л.К.Рамзиным. Она связывает все параметры состояния влажного воздуха с использованием соответствующих формул и соотношений (см. п. 4.4) и позволяет графически по любым двум из них определить все остальные, а также изображать и рассчитывать процессы изменения состояния влажного воздуха в помещении и в аппаратах обработки воздуха при вентиляции и кондиционировании воздуха. Это необходимо в первую очередь **для определения затрат энергии** (теплоты и холода) **и расхода влаги** (или, наоборот, количества удаляемой влаги) при обработке воздуха в вентиляционных установках. Одновременно выбирается **наиболее целесообразный** с точки зрения максимального снижения этих затрат **путь обработки воздуха**. Более подробно построение самой диаграммы рассматривалось в рамках дисциплины «Техническая термодинамика». Один из вариантов *I-d*-диаграммы, составленной для барометрического давления 101080 Па, приведен на рис. 5.1, а схема определения основных параметров воздуха – на рис. 5.1а.

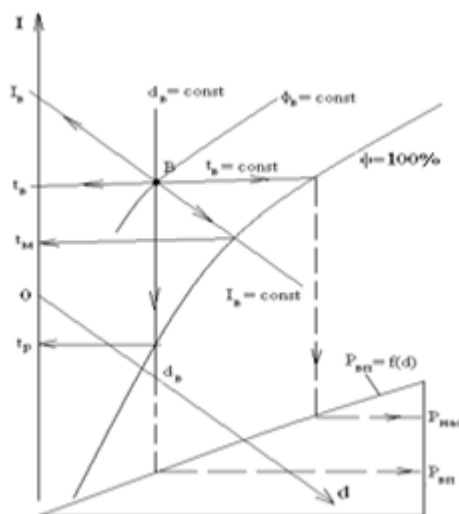


Рис.5.1а. Правила определения параметров состояния влажного воздуха в *I-d*-диаграмме.

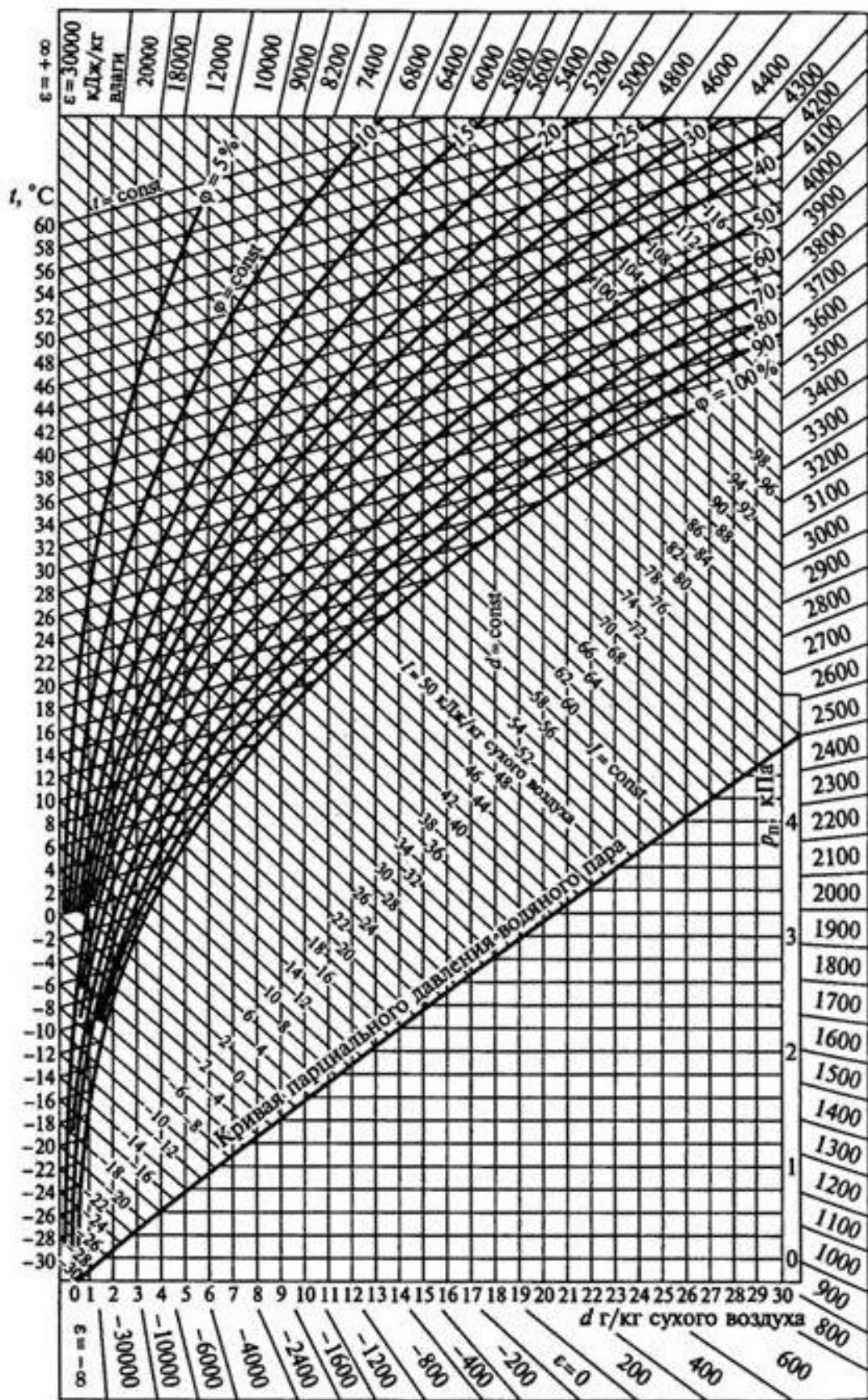


Рис.5.1. I-d-диаграмма влажного воздуха.

Для дальнейшего рассмотрения процессов необходимо рассмотреть простейшие процессы изменения состояния влажного воздуха и их изображение в $I-d$ -диаграмме. К простейшим относятся процессы, протекающие при постоянстве одного из трех основных линейных параметров состояния: температуры, влагосодержания или энтальпии.

Процессы при $d = \text{const}$ (рис.5.2):

1-2 – сухой нагрев в поверхностном воздухонагревателе (калорифере);

$$t_2 > t_1, I_2 > I_1, \varphi_2 < \varphi_1.$$

Расход теплоты, Вт, на нагрев потока воздуха с расходом G_v , кг/ч:

$$Q_{1-2} = G_v C_v (t_2 - t_1) / 3,6 \quad (5.1)$$

Здесь и далее $C_v = 1,005$ кДж/(кг·К) – удельная теплоемкость воздуха.

1-3 – сухое охлаждение в поверхностном воздухоохладителе;

$$t_1 > t_3 > t_p, I_1 > I_3, \varphi_1 < \varphi_3 < 100\%.$$

Расход теплоты, Вт, отводимой от потока воздуха:

$$Q_{1-3} = G_v C_v (t_1 - t_3) / 3,6 \quad (5.2)$$

Если охлаждать воздух ниже точки росы, процесс идет с выпадением конденсата (с осушкой), как показано на рисунке 6.2а. Как правило, относительная влажность в конце процесса составляет 90 – 95%. Условно такой процесс изображают одним отрезком, соединяющим начальную и конечную точки 1 и 3'. Продолжение этого отрезка пересекает кривую $\varphi = 100\%$ при температуре t_w подаваемого в аппарат холодоносителя. В этом случае от воздуха отводится не только явная, но и скрытая теплота, поэтому общее ее количество, Вт, равно:

$$Q_{1-3'} = G_v (I_1 - I_{3'}) / 3,6 \quad (5.3)$$

Количество конденсирующейся влаги, кг/ч:

$$G_w = G_e (d_1 - d_{3'}) \cdot 10^{-3} \quad (5.4)$$

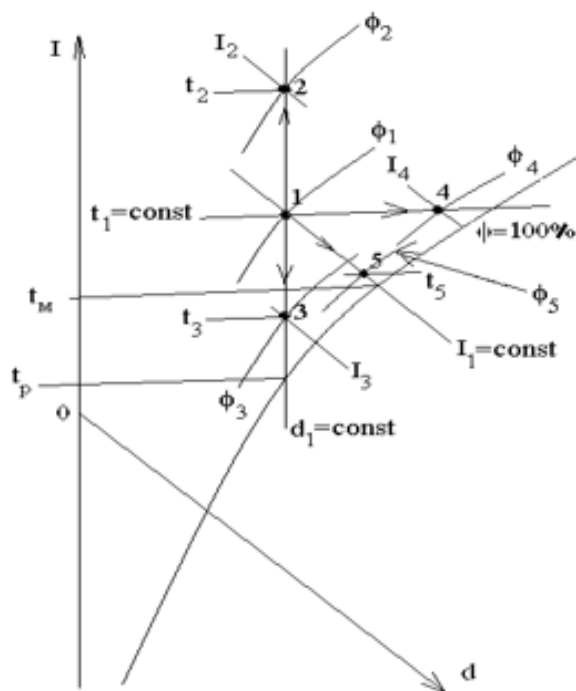


Рис.5.2. Процессы изменения состояния воздуха при $d=\text{const}$, $t=\text{const}$, $I=\text{const}$

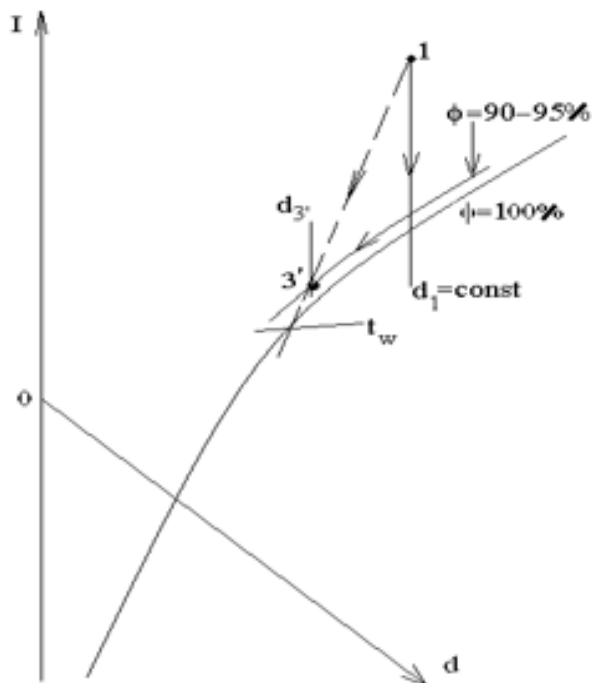


Рис.5.2а. Процесс охлаждения воздуха с осушкой

Процесс при $t = \text{const}$ (см. рис. 5.2): 1-4 – изотермическое увлажнение. $I_4 > I_1$, $\varphi_1 < \varphi_4 < 100\%$.

В отличие от случая $d = \text{const}$, по линии $t = \text{const}$ можно двигаться только в сторону увеличения влагосодержания, если не применять оборудования специальной конструкции. Практически процесс 1-4 можно реализовать в пароувлажнителе.

Количество поступающей в воздух влаги в виде водяного пара, кг/ч:

$$G_{\text{en}} = G_{\text{e}}(d_4 - d_1) \cdot 10^{-3} \quad (5.5)$$

следовательно, приращение влагосодержания воздуха, г/кг, равно:

$$\Delta d = d_4 - d_1 = \frac{G_{\text{en}}}{G_{\text{e}}} \cdot 10^3 \quad (5.6)$$

При этом в воздух поступает практически только скрытая теплота, Вт, в количестве:

$$Q_{1-4} = G_{\text{e}}(I_4 - I_1)/3,6 = G_{\text{en}}(2490 + 1,8t_{\text{en}})/3,6 \quad (5.7)$$

откуда приращение энтальпии воздуха, кДж/кг, равно:

$$\Delta I = \frac{G_{\text{en}}}{G_{\text{e}}}(2490 + 1,8t_{\text{en}}) \quad (5.8)$$

Здесь $t_{\text{вп}}$ – температура подаваемого пара, °C; 2490 кДж/кг – удельная теплота парообразования воды при 0°C, 1,8 кДж/(кг·K) – средняя удельная теплоемкость водяного пара.

Тогда по определению угловой коэффициент луча происходящего процесса увлажнения, кДж/кг, равен:

$$\varepsilon = \frac{\Delta I}{\Delta d} \cdot 10^3 = 2490 + 1,8t_{en} \quad (5.9)$$

Как известно, для изотермы $\varepsilon = 2490 + 1,8t_e$, но поскольку $2490 \gg 1,8t$ при любых температурах до 100°C , то даже при существенной разнице $t_{вп}$ и $t_{в}$ отклонение процесса увлажнения паром от изотермического пренебрежимо мало.

Процесс при $I = \text{const}$ (рис. 5.2): 1 – 5 – адиабатное (изоэнтальпийное) увлажнение и охлаждение.

$$t_1 > t_5 > t_m, \varphi_1 < \varphi_5 < 100\%.$$

Приближающийся к такому процесс можно осуществить в контактном аппарате (форсуночной камере или сотовом увлажнителе) с рециркулирующей водой. При этом поток поступающей в воздух скрытой теплоты за счет испарения воды будет равен обратному потоку явной теплоты от воздуха к воде за счет образовавшейся разности температур, т.к. при испарении вода приобретает температуру мокрого термометра t_m . Равенство этих двух потоков и обуславливает выполнение соотношения $I = \text{const}$. Величина t_m является предельной температурой воздуха после данного процесса. Практически конечное значение относительной влажности составляет 90-95%, но может быть уменьшено специальными приемами, хотя получить $\varphi_5 < 65\%$ оказывается уже очень затруднительно.

Процессы смешения воздуха, имеющего различные параметры состояния

Процесс смешения обычно происходит при рециркуляции, т.е. подмешивании части уходящего из помещения воздуха к наружному (подробнее об этом будет сказано в дальнейшем).

Процесс смешения на $I-d$ -диаграмме изображается отрезком, соединяющим точки состояния компонентов смеси (на рис. 5.3 – точки 1 и 2). Точка сме-

си С делит этот отрезок в отношении, обратном отношению расходов компонентов, что будет доказано ниже.

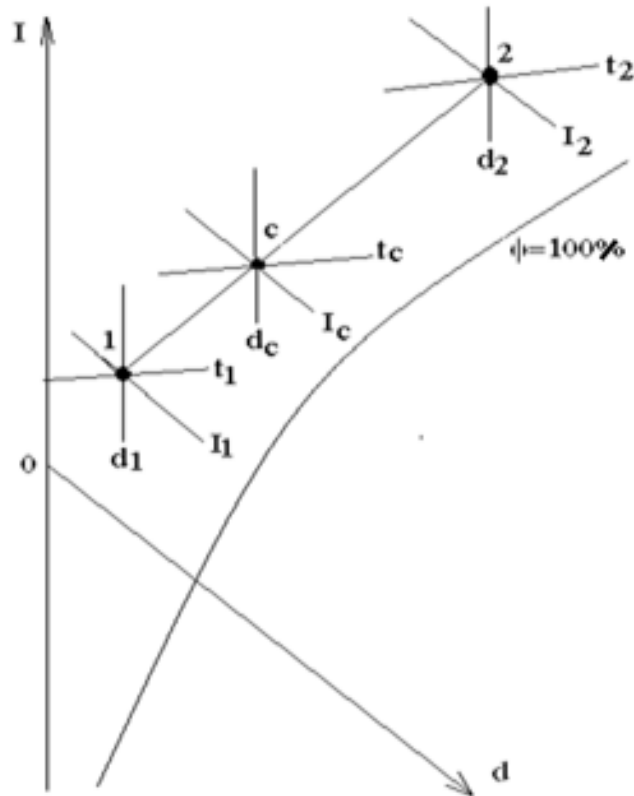


Рис.5.3. Процесс смешения потоков воздуха с разными параметрами

Линейные параметры точки С можно найти через соответствующие параметры точек 1 и 2 и расходы компонентов G_1 и G_2 по однотипным формулам:

$$t_c = \frac{t_1 G_1 + t_2 G_2}{G_1 + G_2}, \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$d_c = \frac{d_1 G_1 + d_2 G_2}{G_1 + G_2}, \text{ г/кг};$$

$$I_c = \frac{I_1 G_1 + I_2 G_2}{G_1 + G_2}, \text{ кДж/кг},$$

или в общем виде:

$$\Pi_c = \frac{\Pi_1 G_1 + \Pi_2 G_2}{G_1 + G_2},$$

где Π – любой линейный параметр (t , d , I).

Последняя формула получается из уравнения баланса смеси по каждому параметру:

$\Pi_1 G_1 + \Pi_2 G_2 = (G_1 + G_2) \Pi_c$, где в левой части стоит сумма потоков, вносимых в смесь с каждым компонентом, а в правой – общее содержание рассматриваемого параметра в смеси.

Отсюда получаем:

$$\begin{aligned} \Pi_c - \Pi_1 &= \frac{\Pi_1 G_1 + \Pi_2 G_2}{G_1 + G_2} - \Pi_1 = \frac{\Pi_1 G_1 + \Pi_2 G_2 - \Pi_1 G_1 - \Pi_1 G_2}{G_1 + G_2} = \\ &= \frac{\Pi_2 G_2 - \Pi_1 G_2}{G_1 + G_2} = \frac{G_2}{G_1 + G_2} (\Pi_2 - \Pi_1) \end{aligned} \quad (5.10)$$

Аналогично показывается, что $\Pi_2 - \Pi_c = \frac{G_1}{G_1 + G_2} (\Pi_2 - \Pi_1)$, поэтому

$\frac{\Pi_2 - \Pi_c}{\Pi_c - \Pi_1} = \frac{G_1}{G_2}$, т.е. точка С действительно делит отрезок 1 – 2 в отношении, обратном отношению расходов.

Процессы изменения состояния воздуха при контакте его с водой

Контакт воздуха с водой происходит при его обработке в контактных аппаратах (например, форсуночных камерах или сотовых увлажнителях) с непосредственным разбрызгиванием воды в воздухе. Из-за малого диаметра капель или малой толщины водяной пленки в таких аппаратах можно пренебречь разностью температуры на поверхности воды и в ее глубине и считать обе величины равной t_w .

На $I-d$ -диаграмме процесс обработки воздуха водой изображается отрезком, выходящим из точки начального состояния воздуха 1 и пересекающим кривую $\phi = 100\%$ при температуре t_w (рис. 5.4). Как правило, реальная относительная влажность в конце процесса (точка О) составляет 90 – 95%, но она мо-

жет быть уменьшена за счет, например, сокращения расхода воды или укорочения орошаемой насадки в аппарате, но обычно не более чем до 65%.

Таким образом, луч процесса обработки воздуха водой представляет собой некоторую секущую для кривой $\phi = 100\%$, а поскольку предельным положением секущей является касательная, все возможные процессы обработки водой заключены в области между двумя касательными, проведенными из точки 1 к кривой $\phi = 100\%$ (рис. 5.5). Линии $d_1 = \text{const}$ и $t_1 = \text{const}$ делят эту область на три сектора: I – нагрев и увлажнение ($t_w > t_1$), II – охлаждение и увлажнение и III – охлаждение и осушка ($t_w < t_p$). В последнем случае капли воды не только не испаряются, но и, наоборот, поглощают водяные пары из воздуха. Линия $I_1 = \text{const}$ делит сектор II на две зоны: a ($t_w > t_m$) – энтальпия повышается, т.к. скрытой теплоты к воздуху подводится больше, чем отводится явной, и b ($t_w < t_m$) – энтальпия понижается, т.к. явной теплоты отводится больше, чем подводится скрытой.

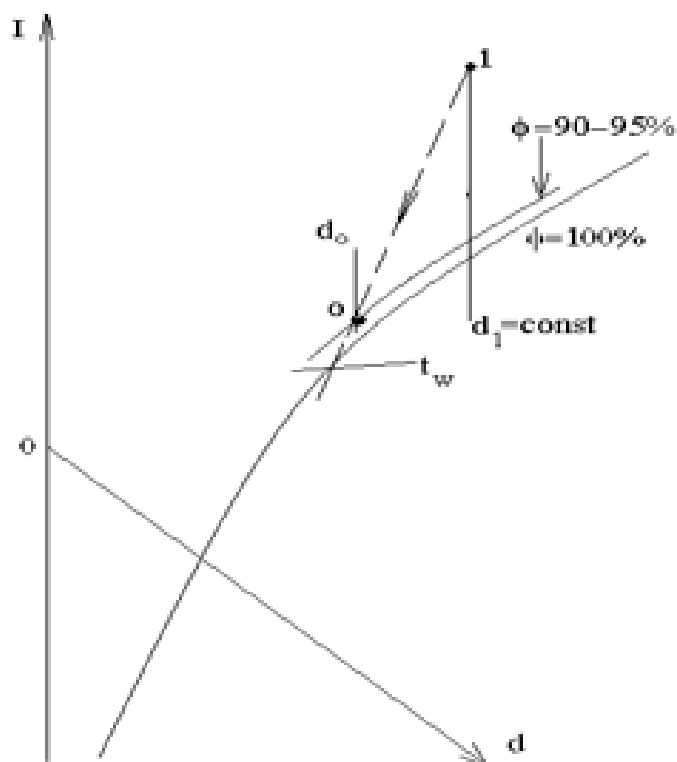


Рис.5.4. Процесс обработки воздуха водой

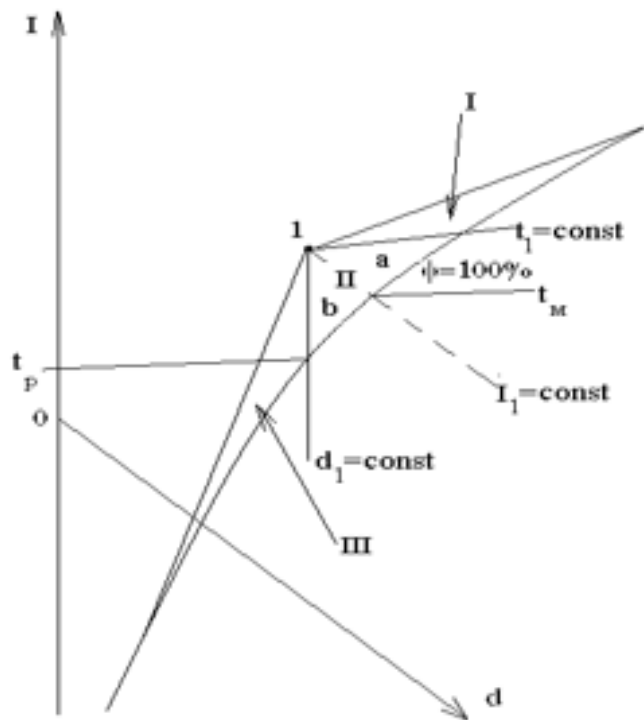


Рис.5.5. Возможные процессы обработки воздуха водой.

5.2.Тепловой баланс помещения

Схема основных потоков теплоты, поступающих в помещение от различных источников и уходящих из него, показана на рис. 5.6. Пунктиром отмечены границы рабочей (обслуживаемой) зоны помещения, в которой поддерживается нормируемое значение температуры воздуха t_b . Если учитывать составляющие теплоступлений со знаком «плюс», а теплотеря – со знаком «минус», общее уравнение теплового баланса помещения по явной теплоте можно записать так:

$$\begin{aligned}
 & -Q_{mn} - Q_{инф} + Q_{от} + Q_{ч.я} + Q_{осв} + Q_{с.р} + \\
 & + Q_{мех} + L_n c_{\theta} \rho_n t_n / 3,6 - L_y c_{\theta} \rho_y t_y / 3,6 = 0
 \end{aligned}
 \tag{5.11}$$

Размерность всех слагаемых – Вт.

Здесь Q_{mn} – трансмиссионные теплотеря через ограждения помещения;

$Q_{инф}$ – теплотеря на нагрев инфильтрующегося воздуха;

$Q_{от}$ – теплопоступления от приборов системы отопления;

$Q_{ч.я}$ – поступления явной теплоты от людей, находящихся в помещении;

$Q_{осв}$ – теплопоступления от источников искусственного освещения;

$Q_{с.р}$ – теплопоступления от солнечной радиации через наружные ограждения (главным образом светопрозрачные);

$Q_{тех}$ – теплопоступления от установленного в помещении технологического оборудования (при его наличии) или от других подобных источников, например, в обеденном зале – от горячей пищи и т.д.

Расчет всех составляющих теплового баланса рассмотрен в следующих разделах.

Параметры $L_{п}$ и $L_{у}$ представляют собой соответственно расходы приточного и вытяжного воздуха, м³/ч, обеспечиваемые системами механической вентиляции помещения;

$t_{п}$ и $t_{у}$ – температуры притока и вытяжки, °С;

$\rho_{п}$ и $\rho_{у}$ – плотности данных потоков воздуха, кг/м³.

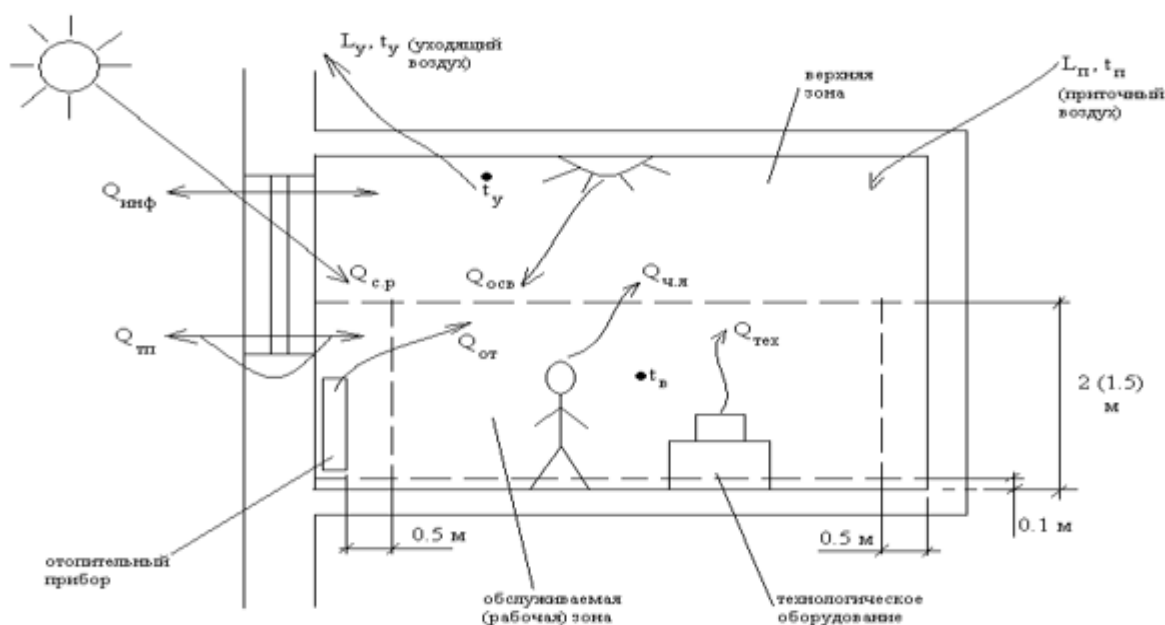


Рис.5.6. Схема потоков теплоты в помещении

Для определения тепловой мощности системы отопления обычно используется первая часть уравнения (5.11):

$$-Q_{mn} - Q_{инф} + Q_{от} = 0, \text{ откуда } Q_{от} = Q_{mn} + Q_{инф} \quad (5.12)$$

Размерность всех слагаемых – Вт, так же, как и в (5.11). При этом имеется в виду, что по своему функциональному назначению система отопления должна поддерживать нормируемую температуру воздуха и ограждений помещения в отсутствие всех теплопоступлений. Исключение составляют жилые здания, где в жилых помещениях имеются постоянные теплопоступления, принимаемые в диапазоне от 10 до 17 Вт/м² жилой площади в зависимости от заселенности здания. При количестве общей площади, приходящейся на 1 человека, менее 20 м² теплопоступления учитываются в размере 17 Вт/м², если на 1 человека приходится более 40 м² – 10 Вт/м², при промежуточной заселенности определяются интерполяцией (СП 50.13330.2018). В соответствии с (5.11) они будут вычитаться из суммы $Q_{mn} + Q_{инф}$.

Следует только иметь в виду, что, в зависимости от соотношения температуры внутреннего и наружного воздуха, слагаемые $Q_{тп}$ и $Q_{инф}$ могут являться и теплопоступлениями и входить в (5.11) со знаком «плюс». Обычно так бывает в теплый период года. Поэтому на рис. 5.6 показано направление данных потоков теплоты в обе стороны.

Расчет воздухопроизводительности систем механической вентиляции и кондиционирования воздуха в помещении, исходя из условия ассимиляции теплоизбытков, осуществляется в соответствии со второй частью (5.11):

$$Q_{ч.я} + Q_{осв} + Q_{с.р} + Q_{tex} + L_n c_v \rho_n t_n / 3,6 - L_y c_v \rho_y t_y / 3,6 = 0 \quad (5.13)$$

Здесь тоже размерность всех слагаемых – Вт. Подробнее этот вопрос будет рассматриваться в п.п. 5.5 и 7.2. Здесь считается, что уравнение (5.12) выполняется, т.е. система отопления полностью компенсирует теплопотери помещения. Однако если отопительные приборы оборудованы автоматическими терморегуляторами, их теплоотдача будет пропорционально уменьшаться по мере появления тепlopоступлений, и пока тепlopоступления не превышают величину теплопотерь, суммарные избытки явной теплоты $Q_{изб.я}$, т.е. разность $Q_{от} + Q_{ч.я} + Q_{осв} + Q_{с.р} + Q_{тех} - Q_{мп} - Q_{инф}$, будут равны нулю. В этом случае задачей системы вентиляции будет только подача в помещение санитарной нормы наружного воздуха. Когда тепlopоступления превысят сумму $Q_{мп} + Q_{инф}$, теплоизбытки уже не будут равны нулю, но в этом случае нужно пользоваться полным уравнением (5.11).

5.3. Составляющие тепловой нагрузки на системы отопления и охлаждения

Трансмиссионный тепловой поток, проходящий через наружные ограждения

В инженерных методах расчета обычно пренебрегают нестационарностью теплопередачи через наружные ограждения, которая, по крайней мере, для не-светопрозрачных ограждений (стены, полы, потолки и пр.) дает очень незначительные отклонения от стационарного режима. Тогда трансмиссионные теплотопотери через строительные конструкции $Q_{ТП}$, Вт, складываются из основных Q_0 , Вт, и добавочных теплотопотерь (учитываются добавками β_i) и рассчитываются как сумма теплотопотерь через все ограждения помещения по формулам, Вт:

$$\begin{aligned} Q_{O.i} &= K_i A_i (t_{в} - t_{н5}) n_i; \\ Q_{ТП} &= Q_{O.i} (1 + \Sigma \beta_i) \end{aligned} \quad (5.14)$$

K_i – коэффициент теплопередачи i -го ограждения, Вт/(м²·К);

A_i – площадь данного ограждения, м²;

$t_{в}$ – температура внутреннего воздуха в помещении, °С, для расчета системы отопления, принимаемая для холодного периода года по ГОСТ 30494-2011 для жилых и общественных зданий и по ГОСТ 12.1.005-88* для промышленных (см. п.4.3). Во всех случаях используется минимальная из допустимых температур, за исключением жилых помещений и аналогичных им, где принимается минимальная из оптимальных температур.

$t_{н5}$ – средняя температура, °С, наиболее холодной пятидневки обеспеченностью 0,92 – см. п.4.4;

β_i – коэффициент, учитывающий добавочные теплопотери в долях от основных теплопотерь (см. ниже);

n_i – коэффициент, принимаемый в зависимости от положения наружной поверхности ограждающей конструкции по отношению к наружному воздуху (СП 50.13330.2018).

***Примечание.** Если в смежном более холодном помещении температура воздуха ниже, чем в рассчитываемом, на 4 градуса и более, то обязателен расчет теплопотерь через внутреннее ограждение, разделяющее эти помещения. При этом t_H принимают равной температуре воздуха в более холодном помещении. При расчете теплопотерь в более холодном помещении эти же теплопотери учитываются со знаком «минус», т.е. как теплопоступления, и вычитаются из общей суммы теплопотерь более холодного помещения.*

Правила обмера поверхности ограждающей конструкции помещения

Площадь наружных и внутренних ограждений при расчете теплопотерь вычисляют **с точностью до 0,01 м²**, используя размеры ограждений в метрах, снятые с точностью **0.1 м** с планов и разрезов здания.

Наружные стены (НС).

Длину наружных стен угловых помещений принимают по внешней поверхности от наружных углов до осей внутренних стен.

Длину наружных стен рядовых (не угловых) помещений принимают по расстоянию между осями внутренних стен.

Высоту наружных стен по разрезам здания – на первом этаже в зависимости от конструкции пола: от внешней поверхности пола, расположенного непо-

средственно на грунте, или от нижнего уровня подготовки под конструкцию пола на лагах или от нижней поверхности перекрытия над холодным пространством (подпольем, подвалом, проездом) до уровня чистого пола второго этажа;

– на средних этажах – от поверхности пола этажа до поверхности пола вышерасположенного этажа;

– на верхнем этаже – от поверхности пола до верха конструкции чердачного перекрытия или бесчердачного покрытия (в месте пересечения с внутренней поверхностью наружной стены).

Внутренние стены (ВС).

Для вычисления площади поверхности внутренних стен по планам измеряют: длину стен от внутренней поверхности наружных стен до осей внутренних стен или между осями внутренних стен. По разрезам – высоту стен от поверхности пола до поверхности потолка.

Окна, двери, ворота.

Площадь окон, дверей, ворот и световых фонарей определяют по наименьшим размерам строительных проемов. *При этом обычно для упрощения вычислений площадь окон, фонарей и внутренних дверей не вычитается из площади соответствующих стен и покрытий, но вычитается коэффициент теплопередачи стены или покрытия из коэффициентов теплопередачи окон, фонарей или внутренних дверей, например для окна $K'_{ок} = K_{ок} - K_{нс}$.*

Перекрытия и полы над холодным пространством.

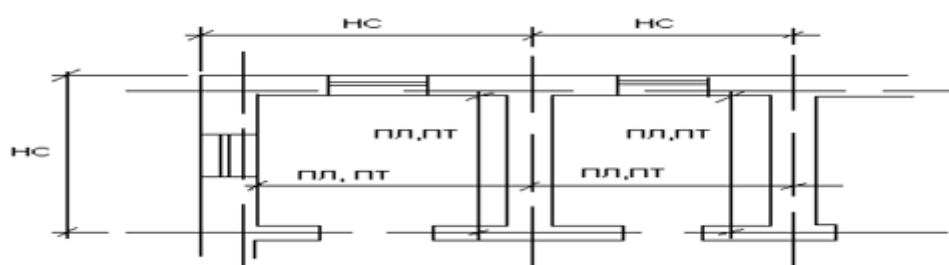
Площадь потолков (ПТ) и полов (ПЛ) над холодным пространством измеряют между осями внутренних стен и внутренней поверхностью наружных стен.

Полы по грунту.

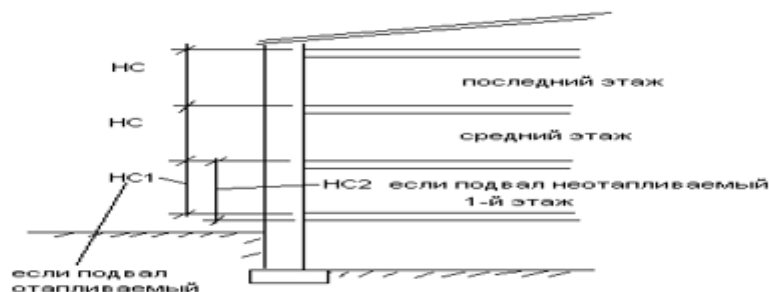
Неутепленные полы по грунту и подземные части наружных стен разбиваются на зоны: три ленточные, параллельные наружным стенам и имеющие расчетную ширину 2м (ПЛ I, ПЛ II, ПЛ III), и 4-я (ПЛ IV) – оставшаяся часть пола в центре здания). При этом пол рассматривают как продолжение подземной части наружных стен (рис.5.7).

Графически правила обмера ограждений представлены на нижеследующих схемах (рис.5.7).

По плану:



По разрезу:



В подвале:



Рис.5.7. Схемы обмера ограждений при расчете трансмиссионных теплопотерь

Учет добавочных теплопотерь

Добавочные теплопотери через ограждающие конструкции помещений, зданий и сооружений определяют в долях от основных теплопотерь.

Добавку на ориентацию ограждения по сторонам горизонта принимают для всех наружных вертикальных и наклонных (в проекции на вертикаль) ограждений, обращенных:

- на север, восток, северо-восток и северо-запад в размере $\beta = 0,1$;
- на запад и юго-восток $\beta = 0,05$ от основных теплопотерь через эти ограждения.

Схематически добавки на ориентацию можно представить себе следующим образом (рис.6.8):

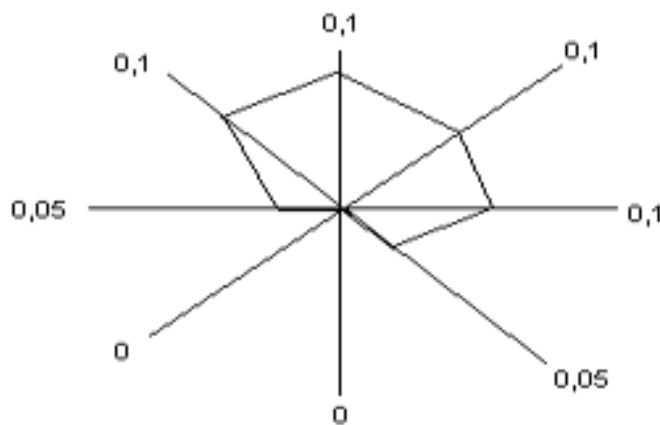


Рис.5.8. Схема определения добавок к основным теплопотерям на ориентацию ограждения

Добавка для вертикальных ограждений (наружные стены, окна и двери) в угловых помещениях общественных, административно-бытовых и производственных зданий и сооружений принимается в размере 0,05 основных теплопотерь, если хотя бы одно ограждение ориентировано на север, восток, северо-восток или северо-запад, т.е. если есть хотя бы одна добавка на ориентацию, равная 0,1. В противном случае добавку на наличие угла нужно принимать рав-

ной 0,1. Таким образом, сумма добавок на ориентацию и на наличие угла не может превышать 0,15.

Примечания:

1) В угловых помещениях жилых и тому подобных зданий, например, в спальнях детских учреждений, повышают расчетную температуру внутреннего воздуха на 2 градуса, а добавку 0,05 или 0,1 не вводят.

2) Угловыми считаются помещения, имеющие две и более наружные стены разной ориентации, причем необязательно смежные, но и противоположные.

Добавку β на врывание в здания и сооружения холодного воздуха через входы, не оборудованные воздушными и воздушно-тепловыми завесами, принимают – при высоте здания Н, м, в размере:

- для одинарных дверей 0,22Н;
- для двойных дверей с тамбуром между ними 0,27Н;
- то же, но без тамбура 0,34Н;
- при наличии двух тамбуров между тройными дверями 0,2Н;
- для наружных ворот, не оборудованных воздушными завесами, и при отсутствии тамбура $\beta=3,0$;
- то же, но при наличии тамбура $\beta= 1,0$

от основных теплопотерь через эти двери или ворота.

Примечание. Добавочные теплопотери для запасных или летних дверей и ворот (например, балконных дверей) не учитывают.

Добавка на высоту помещения. Для помещений общественных зданий (кроме лестничных клеток) высотой более 4 метров и суммарные теплопотери (с учетом добавок) увеличивают на 2% на каждый метр высоты сверх 4 метров, но не более чем на 15%.

Добавку на проветривание холодного подполья зданий в районах вечной мерзлоты при $t_{н.б} < -40$ °С – принимают в размере 0,05 основных теплопотерь через полы помещения на первом этаже здания.

Тепловой поток с инфильтрационным воздухом

Инфильтрация – это проникание наружного воздуха внутрь здания через щели и неплотности в его наружных ограждениях (главным образом в окнах). В холодный период года на подогрев инфильтрационного воздуха расходуется дополнительное количество теплоты $Q_{и}$, Вт:

$$Q_{и} = g_{инф} A_{ок} c_{\epsilon} (t_{\epsilon} - t_{н5}) A_{\epsilon} / 3,6 \quad (5.15)$$

где помимо известных величин $A_{ок}; c_{\epsilon}; t_{н}; t_{\epsilon}$, A_{ϵ} – так называемый экономайзерный коэффициент, учитывающий частичный подогрев воздуха при его просачивании и равный 1 для двойного остекления в спаренных переплетах, 0,8 для двойного остекления в отдельных переплетах и 0,7 для тройного остекления и более сложных конструкций. Величина $g_{инф}$ в формуле (5.15) представляет собой удельный расход инфильтрационного воздуха, условно отнесенный к единице площади окна, кг/(м²·ч).

Инфильтрация происходит в зоне, где давление наружного воздуха P_n , Па, оказывается больше внутреннего давления воздуха в здании P_0 . Для удобства будем рассматривать избыточные давления по отношению к атмосферному. Тогда величина $g_{инф}$ определяется по следующему выражению:

$$g_{инф} = \frac{1}{R_{и.ок}} \left(\frac{\Delta P_p}{10} \right)^{2/3} \quad (5.16)$$

Здесь $\Delta P_p = P_n - P_0$ – **расчетная разность давлений** воздуха по обе стороны остекления, Па; $R_{и.ок}$ – сопротивление окон воздухопроницанию, $\text{м}^2 \cdot \text{ч} / \text{кг}$. В соответствии с формулой (5.16), оно численно равно обратной величине удельного расхода инфильтрационного воздуха $g_{инф}$ при $\Delta P_p = 10$ Па. Такое значение ΔP_p принято при сертификационных испытаниях окон на воздухопроницаемость. Величина $R_{и.ок}$ принимается, исходя из конструкции заполнений светопроемов в здании, как правило, на основании протоколов сертификационных испытаний. Данный вопрос рассматривается также в курсе «Теплофизика зданий».

Для расчета давлений P_n и P_0 рассмотрим распределение по высоте давлений воздуха снаружи и внутри здания (рис. 5.9). Наружное давление складывается из **гравитационного** (аэростатического) $P_{н.г}$ и **ветрового** $P_{н.в}$. Гравитационное давление $P_{н.г}$ появляется за счет разности удельного веса наружного (γ_n) и внутреннего воздуха (γ_v), $\text{Н} / \text{м}^3$. Поскольку рассматривается холодный период года, $\gamma_n > \gamma_v$ из-за того, что $t_n < t_v$. Если за условный ноль принять уровень давления в наивысшей точке здания (по В.П.Титову), тогда эпюра $P_{н.г}$ будет иметь вид прямоугольного треугольника с вершиной у условного ноля и основанием на уровне земли. Следовательно, максимальное значение $P_{н.г}$ будет равно $H\Delta\gamma$,

где H – высота здания от уровня земли до наивысшей точки (обычно до верха вытяжной вентиляционной шахты), м; $\Delta\gamma = \gamma_n - \gamma_v$ – разность удельных весов наружного и внутреннего воздуха, Н/м³ (рис. 5.9). На любом промежуточном уровне величину $P_{н.э}$ тогда можно вычислить по формуле:

$$P_{н.э} = (H - h)\Delta\gamma \quad (5.17)$$

где h – высота от уровня земли до центра окон рассматриваемого этажа, м.

Действие **ветра** приводит к тому, что на наветренной стене создается избыточное давление, а на подветренной в зоне вихреобразования – разрежение. Если принять по рекомендациям В.П.Титова за условный ноль значение ветрового давления на подветренной стороне, тогда на наветренной избыточное ветровое давление будет равно:

$$P_{н.в} = k_d(C_n - C_z)\rho_n \frac{v^2}{2} \quad (5.18)$$

где C_n и C_z – аэродинамические коэффициенты для наветренного и подветренного фасадов. Их значения приводятся в СП 20.13330.2016 «Актуализированная редакция СНиП 2.01.07-85* "Нагрузки и воздействия"». Для зданий в форме прямоугольного параллелепипеда среднее значение $C_n = +0,8$; $C_z = -0,6$.

ρ_n – плотность наружного воздуха, кг/м³;

v – скорость ветра, м/с, по СП 131.13330.2018 (п.4.4);

k_d – так называемый коэффициент динамичности, учитывающий изменение скорости ветра с высотой, поскольку указываемая в СП 131.13330.2018 величина v_0 относится к высоте 10 м над поверхностью земли. Значения k_d зависят от высоты здания и характера застройки и приводятся в СП 20.13330.2016. Для невысоких зданий обычное значение k_d составляет около 0,8. Следовательно,

если пренебречь изменением скорости ветра с высотой, эпюра $P_{н.в}$ будет иметь вид прямоугольника (рис.5.9).

Суммарное избыточное давление воздуха снаружи здания, таким образом, складывается из гравитационного и ветрового:

$$P_n = P_{н.г} + P_{н.в} \quad (5.19)$$

Эпюра P_n имеет вид трапеции.

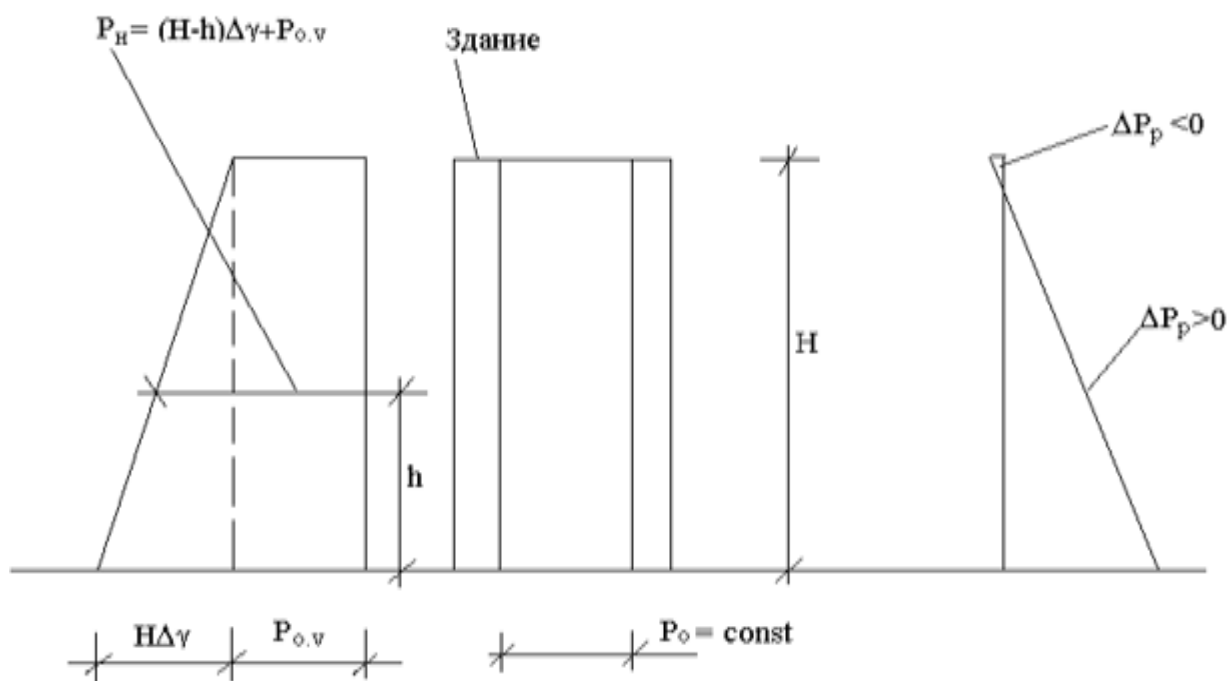


Рис.5.9. Эпюры избыточного давления снаружи и внутри здания

Что касается **внутреннего избыточного давления** в здании P_0 , при построении его эпюры по методу В.П.Титова оказывается, что оно имеет постоянную величину по всей высоте здания и равно наружному давлению в той точке, в которой здание сообщается с окружающей средой. Поэтому в зданиях с естественной вытяжной вентиляцией (главным образом в жилых) $P_0 = 0$, поскольку вентиляционные каналы в данном случае выходят на крышу, где, согласно сделанному нами предположению, находится условный ноль P_n . Если же

в здании предусмотрена сбалансированная механическая приточно-вытяжная вентиляция (это большинство общественных и промышленных зданий), она на распределение давлений не влияет, и поэтому считается, что здание сообщается с наружным воздухом равномерно по всей высоте здания через щели и неплотности в окнах, через которые и может происходить инфильтрация. Тогда P_0 равно среднему наружному давлению, т.е. в первом приближении $(H\Delta\gamma + P_{н.в})/2$. Эпюра такого давления тоже будет прямоугольной, как и у $P_{н.в}$ (рис. 5.9).

Если теперь найти основную интересующую нас величину – разность $\Delta P_p = P_n - P_0$, она будет убывать с увеличением высоты над уровнем земли. Как правило, в нижней части здания $\Delta P_p > 0$, и здесь происходит инфильтрация, а в верхней части может оказаться, что $\Delta P_p < 0$. Там будет наблюдаться уже **эксфильтрация** – просачивание внутреннего воздуха из помещений в окружающую среду. При этом считается, что дополнительных теплотерь этот процесс не вызывает, т.е. $g_{\text{инф}} = 0$ и, соответственно, $Q_{\text{и}} = 0$. Эпюра для ΔP_p так же показана на рис. 5.9 (справа). Значение P_0 в нем определяется более точно, чем это было описано выше – с учетом неравномерности остекления здания и изменения направления ветра.

Результаты расчета трансмиссионных и инфильтрационных теплотерь обычно записывают в виде следующей таблицы:

Таблица 5.1.

Форма таблицы для записи расчета тепловых потерь помещений здания

№№ помещений	Наименование помещения и $t_{в}, ^\circ\text{C}$	Характеристика ограждения					Расчетная разность температуры, $(t_{в}-t_{н5})n$
		Наименование	Ориентация	Размеры, м	Площадь, м^2	Коэффициент теплопередачи K , $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$	
1	2	3	4	5	6	7	8

продолжение таблицы

Основные тепловые потери Q_o , Вт	Добавочные тепловые потери		Коэффициент $1+\sum\beta$	Тепловые потери		
	На ориентацию	прочие		От теплопередачи, $Q_{тп}$, Вт	При инфльтрации, $Q_{и}$, Вт	Общие, $Q_{от}$, Вт
9	10	11	12	13	14	15

Следует только иметь в виду, что при определении тепловой мощности отопительных приборов в **жилых помещениях** жилых зданий нужно учитывать постоянные бытовые тепловыделения, которые вычитаются из суммы $Q_{тп} + Q_{инф}$ – см. п.5.1, примечание к формуле (5.12). Пример заполнения таблицы 5.1 для общественного здания приведен в таблице 5.2.

Таблица 5.2.

Расчет потерь теплоты через ограждающие конструкции помещений
здания аптеки

№ пом	Наименование помещения и $t_{в}, ^\circ\text{C}$	Характеристика ограждения					Расчетная разность температуры, $(t_{в}-t_{н})\times n$	Основные тепловые потери Q_o , Вт	Добавочные тепловые потери			$Q_{тп}$, Вт	Тепловые потери	
		Наименование	Ориентация	Размеры $a\times b$, м	Площадь A , м^2	Коэффициент теплопередачи K , $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$			На ориентацию	Прочие	Коэффициент $(1+\sum\beta)$		при инфльтрации $Q_{и}$, Вт	Общие $Q_{от}$, Вт

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1 ЭТАЖ														
1А	Зал обслуживания населения	НС	С-В	3,1×3,5	10,85	0,377	47	192,25	0,1	0,05	1,15	221		
	+16 °С	НС	Ю-В	1,3×3,5	4,55	0,377	47	80,62	0,05	0,05	1,1	89		
		ДО	С-В	0,9×1,2	1,08	1,843	47	93,55	0,1	0,05	1,15	108		
		ДД	Ю-В	0,9×2,1	1,89	1,25	47	111,04	0,05	0,05	1,1	122		
		Пл	-		24	0,325	28,2	219,96	0	0	1	220		
											Итого	806	55,4	862
2	Ассистентская	НС	С-В	6,3×3,5	22,05	0,377	49	407,33	0,1	0,05	1,15	468		
	+18 °С (ч)	НС	С-З	3,7×3,5	12,95	0,377	49	239,23	0,1	0,05	1,15	275		
		ДО	С-В	0,9×1,2	1,08	1,843	49	97,53	0,1	0,05	1,15	112		
		ДО	С-З	0,9×1,2	1,08	1,843	49	97,53	0,1	0,05	1,15	112		
		Пл	-		18,8	0,325	29,4	179,63	0	0	1	180		
											Итого	1147	107	1254
3	Помещения хранения торгового запаса	Пл	-		35,8	0,325	29,4	342,07	0	0	1	342		
	+18 °С (ч)										Итого	342		342

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
4	Моечная	НС	С-3	2,5×3,5	8,75	0,377	49	161,64	0,1	0	1,1	178		
	+18 °С (г)	ДО	С-3	0,9×1,2	1,08	1,843	49	97,53	0,1	0	1,1	107		
		Пл	-		10,7	0,325	29,4	102,24	0	0	1	102		
											Итого	387	52	439

5.4. Теплопоступления от солнечной радиации через светопрозрачные ограждения

Светопрозрачные ограждения (окна, витрины, фонари) значительно влияют на формирование не только светового, но и теплового микроклимата в здании. В теплый период года окна передают большие потоки теплоты от солнечной радиации, а это – нагрузка на систему охлаждения или существенный *перегрев* помещения. Обычное оконное стекло хорошо пропускает видимую и ближнюю инфракрасную часть спектра солнечной радиации. Помимо проникающего потока теплоты, в помещение попадает также часть теплоты, *поглощенной стеклом*. Этот поток, связанный с разогревом поверхности стекла, является конвективно-радиационным.

Коротковолновая солнечная радиация, проникающая через окна, попадая на внутренние поверхности, поглощается ими и нагревает их. Часть принятой теплоты передается лучистым путем (порядка 90%) от нагретых поверхностей другим, вызывая их разогрев. В конечном итоге перемещенная теп-

лота поступает от поверхностей к воздуху, повышая его температуру. При этом **длинноволновая** тепловая энергия не передается наружу, а поглощается почти полностью остеклением. Описанная схема движения тепловых потоков называется парниковым эффектом. Корректный расчет тепlopоступлений от солнечной радиации важен из-за существенной доли этой составляющей тепловой нагрузки.

Попадая на внешнюю поверхность стекла, часть лучистого потока **отражается**, другая – **поглощается** и рассеивается в толще стекла, оставшийся поток **проникает** и достигает внутренней поверхности стекла. Луч Солнца, падающий на поверхность под углом, преломляется, изменяя направление, однако на противоположной грани стекла угол выхода луча равен углу входа.

Суммарные тепlopоступления через окно складывается из тепlopоступлений, проникающих через остекление и получаемых за счет разогрева стекла поглощенным радиационным потоком.

Рассеянная солнечная радиация при средних условиях облачности одинаково распределена на поверхности разной ориентации. При безоблачном небе интенсивность рассеянной радиации на вертикальной поверхности оказывается разной для ограждений, облучаемых солнцем и находящихся в тени.

Сумма рассеянной и отраженной радиации называется **диффузной** радиацией. Интенсивность отраженной радиации зависит от конкретных условий застройки и ее расчет представляет определенные трудности. Поэтому в расчете принимают отраженную радиацию в количестве 20 % от рассеянной на горизонтальную. Эта величина соответствует среднему альбедо (отношению

отраженного потока к падающему в %) поверхности земли (альбедо асфальта 18,5 %, старого снега 46 %, травы 19–26 %, пашни 14–26 %, леса 12–19 %).

При расчете интенсивности рассеянной радиации следует учитывать, что облученность вертикальной поверхности небосводом составляет 0,5, а горизонтальной 1.

С использованием обозначений, принятых в инженерных руководствах, основные формулы для инженерных методов расчета можно записать следующим образом:

1) Удельный тепловой поток от проникающей солнечной радиации через принятое остекление, Вт/м²:

$$q_{пр} = (q_{п}^B K_{инс.в} + q_{р}^B K_{обл}) K_{отн} \tau_2 \quad (5.20)$$

где $q_{п}^B$ и $q_{р}^B$ – максимальное удельное количество теплоты от прямой и рассеянной солнечной радиации, проникающей через вертикальное одинарное остекление, Вт/м², в зависимости от ориентации фасада, географической широты района строительства и времени суток;

$K_{инс.в}$ и $K_{обл}$ – соответственно коэффициенты инсоляции и облучения для вертикального остекления (<1), рассчитываемые, исходя из размеров окна H и B (см. рис. 5.10), толщины стены, заглубления переплета $L_{в(г)}$, размеров выступающих солнцезащитных устройств, а также (только для $K_{инс.в}$) – от времени суток;

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

τ_2 – коэффициент учета затенения окна переплетами, зависящие от типа остекления.

2) Наружная условная температура на поверхности окна:

$$t_{H.УСЛ} = t_{H.СР} + 0,5 A_{\text{сн}} \beta_2 + \frac{(S_B K_{\text{инс.в}} + D_B K_{\text{обл}}) \rho_{\text{л}} \tau_2}{\alpha_H} \quad (5.21)$$

где $t_{H.СР}$ – средняя температура наиболее жаркого месяца (июля) по СНиП 23-01-99* (СП 131.13330.21018); для кондиционируемых помещений следует принимать наружную температуру в теплый период года по параметрам «Б».

$A_{\text{сн}}$ – средняя суточная амплитуда колебания температуры наружного воздуха в теплый период по СНиП 23-01-99* (СП 131.13330.2018);

β_2 – коэффициент, учитывающий суточный ход наружной температуры; в первом приближении $\beta_2 = \cos\left(2\pi \cdot \frac{z_p - 15}{24}\right)$, где z_p – расчетный час суток (считается, что температура наружного воздуха достигает максимума примерно в 15 часов);

$\rho_{\text{л}}$ – приведенный коэффициент поглощения радиации окном данного типа;

S_B, D_B – удельное количество теплоты, Вт/м², поступающей от прямой и рассеянной радиации на вертикальную поверхность соответствующей ориентации в зависимости от географической широты и времени суток;

α_H – коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности окна; для вертикальной поверхности $\alpha_H = 5,8 + 11,6\sqrt{V}$, Вт/(м²·К), где v – расчетная скорость ветра для теплого периода по СП 131.13330.2018, но не менее 1 м/с.

3) Удельные тепlopоступления от теплопередачи через окно, Вт/м²:

$$q_{\text{пт}} = \frac{t_{H.УСЛ} - t_B}{R_0} \quad (5.22)$$

где R_0 , м²·К/Вт – сопротивление окна теплопередаче в летних условиях.

4) Суммарные тепlopоступления через окно, Вт:

$$Q_{\text{ср}} = (q_{\text{пр}} + q_{\text{пт}}) A_{\text{ок}} \quad (5.23)$$

Схема потоков теплоты через остекление, принятая в данной методике, показана на рис. 5.10.

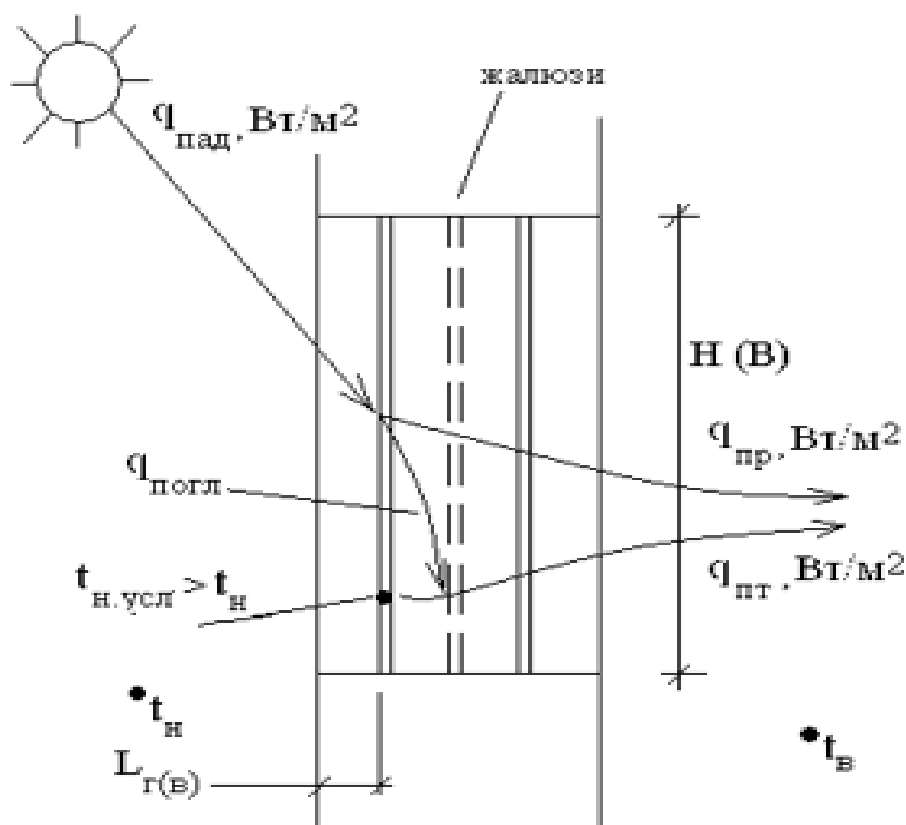


Рис.5.10. Схема потоков теплоты за счет солнечной радиации через остекление

Можно привести для примера расчет теплоступлений от солнечной радиации для помещения, в котором имеется одно окно с ориентацией на СВ. Здание расположено в г. Краснодаре. Географическая широта $\varphi = 44^\circ \text{с.ш.}$; площадь окна $A_{OK} = 1,2 \cdot 0,9 = 1,08 \text{ м}^2$. Все справочные данные приняты по источнику: Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Ч.3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн.1. / под ред. Н.Н.Павлова и Ю.И.Шиллера. – М: Стройиздат, 1992. 320 с. (далее – СПР). Обозначения соответствуют использованным в пояснениях к формулам (5.20 – 5.23).

1) $q_{II}^B = 369 \text{ Вт/м}^2$, $q_P^B = 98 \text{ Вт/м}^2$ в период с 6 до 7 часов по таблице 2.3 СПР для остекления, ориентированного на СВ на широте 44° .

Угол между солнечным лучом и окном: $\beta = \arctg(\text{ctgh} \cdot \cos A_{CO})$,

где h – высота стояния Солнца; A_{CO} – солнечный азимут остекления. Принимаем $h = 19^\circ$ по таблице 2.8 СПР для периода 6 – 7 часов и широты 44° .

По той же таблице принимаем азимут Солнца $A_C = 100^\circ$. Поскольку $A_C < 135$, то по таблице 2.6 СПР при ориентации СВ и времени до полудня угол $A_{CO} = 135 - A_C = 135 - 100 = 35^\circ$. Тогда $\beta = \arctg(\text{ctg}19 \cdot \cos 35) \approx 67,2^\circ$

2) Коэффициент инсоляции вертикального остекления:

принимаем $H = 1,2 \text{ м}$; $B = 0,9 \text{ м}$; $a = c = 0$ – т.к. отсутствуют внешние солнцезащитные козырьки; $L_\Gamma = L_B = 0,13$, как для кирпичных зданий.

$$\text{Отсюда } K_{инс.в.} = \left(1 - \frac{0,13 \cdot \text{ctg} 67,2^\circ - 0}{1,2}\right) \cdot \left(1 - \frac{0,13 \cdot \text{tg} 35^\circ - 0}{0,9}\right) \approx 0,858.$$

3) Коэффициент облучения $K_{обл}$ зависит от углов:

$$\beta_1 = \text{Arctg}\left(\frac{L_B}{B + c}\right) \approx 8,2^\circ \Rightarrow \text{вертикальная компонента } K_{обл.в} = 0,984 \text{ (график Рис.2.4}$$

$$\text{СПР); } \gamma_1 = \text{Arctg}\left(\frac{L_\Gamma}{H + a}\right) \approx 6,2^\circ \Rightarrow \text{горизонтальная компонента } K_{обл.г} = 0,9784 \text{ (см.}$$

там же). Тогда $K_{обл} = K_{обл.в} \cdot K_{обл.г} \approx 0,96$.

4) Принимаем $K_{отн} = 0,8$ как для окон с двойным остеклением без солнцезащитных устройств и толщиной стекла 4 – 6 мм по таблице 2.4 СПР; по таблице 2.5 СПР $\tau_2 = 0,65$.

$$\text{Тогда } q_{пп} = (369 \cdot 0,858 + 98 \cdot 0,96) \cdot 0,8 \cdot 0,65 \approx 214 \text{ Вт/м}^2.$$

5) Принимаем по СНиП 23-01-99* для Краснодара $t_{H,CP} = 23,3^\circ\text{C}$ равной средней температуре наиболее жаркого месяца (июля), а также $A_{ин} = 18^\circ\text{C}$;

$$\beta_2 = -0,605 \text{ (таблица 2.9 СПР при } \varepsilon = 0 \text{ для периода 6 – 7 часов);}$$

$\rho_{II} = 0,4$ по таблице 2.4 СПР для двойного остекления без солнцезащитных устройств при толщине стекла 4 – 6 мм;

$S_B = 419 \text{ Вт/м}^2$, $D_B = 133 \text{ Вт/м}^2$ для широты 44° по таблице 2.10 СПР;

$$\alpha_H = 5,8 + 11,6\sqrt{V} = 5,8 + 11,6\sqrt{1} \approx 17,4 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{H, \text{УСЛ}} = 23,3 + 0,5 \cdot 18 \cdot (-0,605) + \frac{(419 \cdot 0,858 + 133 \cdot 0,96) \cdot 0,4 \cdot 0,65}{17,4} \approx 29,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

6) $q_{\text{ПТ}} = \frac{(t_{H, \text{УСЛ}} - t_B)}{R_0} = \frac{(29,6 - 30,4)}{0,42} \approx -1,9 \text{ Вт/м}^2$, где для выбранного типа окна $R_0 = 0,42 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ по таблице 2.4 СПР.

$$\text{Окончательно } Q_{CP} = (q_{\text{ПР}} + q_{\text{ПТ}}) \cdot A_{OK} = (214 - 1,9) \cdot 1,08 \approx 229 \text{ Вт}.$$

Если помещение находится на последнем или единственном этаже, кроме поступлений через окна, необходимо учитывать поступления **через покрытие** или чердачное перекрытие в размере 5 – 7 Вт/м².

Если окна помещения выходят на два и более **смежных** фасада, которые могут одновременно освещаться Солнцем, необходим расчет на несколько часов подряд от момента максимума теплопоступлений через один фасад до максимума через другой. Для каждого часа определяются суммарные поступления через все фасады, и за расчетное значение принимается наибольшая из этих сумм. Если окна выходят на **противоположные** фасады, делается расчет для одного часа – в момент максимума через более остекленный или ориентированный на южную половину горизонта фасад, но опять-таки с учетом поступлений через второй фасад, куда будет поступать только рассеянная радиация.

5.5. Теплопоступления от источников искусственного освещения и других источников

Теплопоступления от источников искусственного освещения учитываются в холодный период года, за исключением помещений, перечисленных в примечаниях, когда такой учет возможен и в теплый и переходный периоды. Эти теплопоступления зависят от принятого уровня освещенности помещения и удельных тепловыделений от установленных светильников и определяются с использованием следующих таблиц по формуле:

$$Q_{OCB} = EA_{пл}q_{OCB}h_{OCB} \quad (5.24)$$

где $A_{пл}$ – площадь пола помещения, m^2 , коэффициент h_{OCB} равен 1, если светильники находятся непосредственно в помещении, и 0,45 – если они располагаются в вентилируемом подвесном потолке. Остальные параметры приведены в таблице 5.3 и 5.4 (из СП 52.13330.2016 «Актуализированная редакция СНиП 23-05-95 "Естественное и искусственное освещение"» и других источников).

Таблица 5.3.

Удельные тепловыделения от светильников с люминесцентными лампами (верхние значения) и лампами накаливания (нижние значения)

Тип светильника	Средние удельные тепловыделения $q_{\text{осв}}$, Вт/(лк·м²), для помещений площадью, м²:					
	Менее 50		50 – 200		Более 200	
	При высоте помещения, м					
	До 3,6	Более 4,2	До 3,6	Более 4,2	До 3,6	Более 4,2
Прямого света	0,077	0,202	0,058	0,074	0,056	0,067
	0,212	0,280	0,160	0,204	0,154	0,187
Диффузного света	0,116	0,166	0,079	0,102	0,077	0,094
	0,319	0,456	0,217	0,280	0,212	0,268
Отраженного света	0,161	0,264	0,154	0,264	0,108	0,145
	0,443	0,726	0,424	0,726	0,297	0,399

Таблица 5.4.

Уровень общего освещения помещений

Помещения	Общая освещенность помещения E , лк
Проектные залы, конструкторские бюро	600
Читальные залы, проектные кабинеты, рабочие и классные комнаты и аудитории	300
Залы заседаний, спортивные, актовые, зрительные залы клубов, фойе театров, обеденные залы, буфеты	200
Крытые бассейны, фойе клубов и кинотеатров	150
Номера гостиниц	100
Зрительные залы кинотеатров, палаты и спальные комнаты санаториев	75
Торговые залы магазинов продовольственных товаров	400
То же, промышленных товаров	300
То же, хозяйственных товаров	200
Аптеки	150

Примечания:

1) Для помещений без световых проемов (зрительные залы и т.п.) теплопоступления от освещения учитывают во все периоды года в одинаковом размере. Теплопоступления от солнечной радиации в теплый и переходный период года учитываются, только если такое помещение находится на последнем или единственном этаже – это будут теплопоступления через покрытие или чердачное перекрытие.

2) При "глубоких" помещениях (глубиной больше 6 м от оконных проемов) теплопоступления от освещения учитывают также в теплый и переходный период от источников, освещающих ту часть помещения, которая удалена от

окон более чем на 6 м от окон, совместно с теплопоступлениями от солнечной радиации.

3) Частичный учет теплоты от искусственного освещения в теплый и переходный периоды года с коэффициентом 0,3....0,5 по сравнению с холодным периодом года также возможен в помещениях, в которых часть светильников работает днем (читальные залы, офисы, залы ресторанов и т.п.).

В помещениях предприятий общественного питания имеют место **теплопоступления от остывания пищи** (в торговом зале) и **от технологического оборудования** (на кухне).

Поступление **полной теплоты** от горячей пищи в обеденном зале:

$$Q_{\text{гп}} = \frac{q_{\text{п}} c_{\text{п}} (t_{\text{нп}} - t_{\text{кп}}) n}{Z_{\text{п}}} \quad (5.25)$$

где $q_{\text{п}}$ – средняя масса всех блюд, приходящихся на одного обедающего, кг (обычно около 0,85);

$c_{\text{п}}$ – условная теплоемкость блюд, входящих в состав обеда, кДж/(кг·К) (обычно равна 3,3);

$t_{\text{нп}}$, $t_{\text{кп}}$ – начальная и конечная температура пищи, поступающей в обеденный зал (например, соответственно 70 и 40 °С);

$Z_{\text{п}}$ – продолжительность принятия пищи одним посетителем (для ресторанов – 1 ч, для столовых – 0,5...0,75 ч, для столовых с самообслуживанием – 0,3 ч); при подстановке в формулу величину $Z_{\text{п}}$ необходимо перевести в секунды, т.е. умножить на 3600;

n – число посетителей в обеденном зале.

Одна треть величины $Q_{\text{гп}}$ поступает в помещение **в виде явной теплоты**, а **две трети – в виде скрытой**.

Теплопоступления от технологического оборудования кухонь $Q_{\text{об}}$, Вт, вычисляют по формуле:

$$Q_{OB} = 1000 K_O [\Sigma N_M K_3 (1 - K_1) + \Sigma N_H K_3 (1 - K_2) + \Sigma N_P K_3] \quad (5.26)$$

где N_M – установочная мощность модулированного технологического оборудования (по паспортным данным), кВт;

N_H – установочная мощность немодулированного технологического оборудования (котлы, кипятильники – так же по паспортным данным), кВт;

N_P – установочная мощность электрического оборудования в раздаточном проеме, кВт;

K_O – коэффициент одновременности работы теплового оборудования (для столовых – 0,8, для ресторанов и кафе – 0,7);

K_3 – коэффициент загрузки теплового оборудования (см. таблицу ниже);

K_1 – коэффициент эффективности приточно-вытяжных локализующих устройств (ПВЛУ), равный 0,75;

K_2 – то же, для немодулированного оборудования (ПВЛУ – 0,75, для завес – 0,45).

Теплопоступления от нагретых поверхностей, Вт, определяются по формуле:

$$Q_{ПОВ} = (\alpha_k + \alpha_l) A_{ПОВ} (t_{ПОВ} - t_B) \quad (5.27)$$

где $t_{ПОВ}$ и $A_{ПОВ}$ – соответственно температура поверхности, °С, и ее площадь, м²;

α_k и α_l – соответственно коэффициенты конвективного и лучистого теплообмена, Вт/(м²·К). Они определяются по формулам: $\alpha_k = A \sqrt[3]{t_{ПОВ} - t_B}$, где $A = 1,67$ для вертикальных поверхностей, 2,16 – для горизонтальных, обращенных вверх, и 1,16 – для горизонтальных, обращенных вниз; $\alpha_l \approx 4,7[0,81 + 0,005(t_{ПОВ} + t_B)]$.

Поступление скрытой теплоты с поступающим в помещение водяным паром $Q_{ВП}$, Вт, можно рассчитать по формуле:

$$Q_{ВП} = \frac{M_{ВП}(r_0 + c_{ВП}t_B)}{3,6} \quad (5.28)$$

где $M_{ВП}$ – влаговыделения в помещение, кг/ч (например, от людей – см. таблицу 5.4);

$r_0 = 2500$ кДж/кг – удельная теплота парообразования воды при нулевой температуре;

$c_{ВП}$ – теплоемкость водяных паров, равная 1,8 кДж/(кг·К).

Однако обычно $Q_{ВП}$, или, что то же самое, $Q_{СКР}$, определяют как разность поступлений полной и явной теплоты, а влаговыделения определяют обратным расчетом через $Q_{СКР}$:

$$M_{ВП} = \frac{3,6Q_{СКР}}{r_0 + c_{ВП}t_B} \quad (5.29)$$

Это касается, в частности, и влаговыделений от горячей пищи, где $Q_{СКР} = \frac{2}{3}Q_{ГП}$ (см. примечание к формуле (5.25)).

Тепло- и влагопоступления от людей в зависимости от тяжести работы и температуры воздуха помещения принимаются по табл. 5.5 (см. учебник Е.Г.Малявиной и О.Д.Самарина «Строительная теплофизика и микроклимат зданий» и другие источники):

Таблица 5.5

Количество теплоты и влаги, выделяемое взрослыми людьми (мужчинами)

Показатель	Количество теплоты, Вт/чел, и влаги m_v , г/(ч·чел), выделяемых одним человеком при температуре воздуха в помещении, °С					
	10	15	20	25	30	35
В состоянии покоя						
Теплота явная $q_{ч.я}$	140	120	90	60	40	10
Полная $q_{ч.п}$	165	145	120	95	95	95

Влага $m_{\text{ч}}$	30	30	40	50	75	115
При легкой работе						
$q_{\text{ч.я}}$	150	120	99	65	40	5
$q_{\text{ч.п}}$	180	160	151	145	145	145
$m_{\text{ч}}$	40	55	75	115	150	200
При работе средней тяжести						
$q_{\text{ч.я}}$	165	135	105	70	40	5
$q_{\text{ч.п}}$	215	210	205	200	200	200
$m_{\text{ч.п}}$	70	110	140	185	230	280
При тяжелой работе						
$q_{\text{ч.я}}$	200	165	130	95	50	10
$q_{\text{ч.п}}$	290	290	290	290	290	290
$m_{\text{ч}}$	135	185	240	295	355	415

Примечание: для женщин значения из таблицы необходимо умножать на $\eta = 0,85$; для детей – на $\eta = 0,75$.

Тогда полные тепло- и влагопоступления от всех людей, находящихся в помещении, можно вычислить по формулам:

$$Q_{\text{ч.я}} = \sum q_{\text{ч.я.}} N \eta; Q_{\text{ч.п}} = \sum q_{\text{ч.п.}} N \eta; M_{\text{вп}} = \sum m_{\text{ч}} N \eta, \quad (5.30)$$

где N – число людей в помещении, относящихся к данному полу, возрасту и занимающихся работой данной степени тяжести; η – коэффициент, учитывающий возраст и пол (см. примечание к таблице 5.4; для мужчин $\eta = 1$). Значения $q_{\text{ч.я}}$, $q_{\text{ч.п}}$ и $m_{\text{ч}}$ при этом принимаются по таблице 5.4 в зависимости от $t_{\text{в}}$ и степени тяжести работы.

5.6. Балансы вредностей в помещении, определение воздухообмена по теплоизбыткам и влаге, по газовым выделениям и по кратности, санитарная норма воздуха

Воздухообмен – это производительность по воздуху общеобменных систем вентиляции и (или) кондиционирования воздуха.

Требуемым воздухообменом помещения называют минимальный воздухообмен, определяемый по одному из видов вредных выделений (теплота, влага, вредные газы или пары вредных веществ) в один из расчетных периодов года (теплый, переходный или холодный).

Избытки теплоты и влаги, выделение токсичных паров и газов, пыли приводят к нарушению нормального состава внутреннего воздуха. Нейтрализацию этих возмущающих воздействий на микроклимат компенсирует удаление из помещения загрязненного и подача в него свежего вентиляционного воздуха, то есть обеспечение воздухообмена. Основным методом определения требуемых воздухообменов – балансовый. Он называется так потому, что в его основе лежит составление для помещения системы уравнений баланса воздуха, теплоты, влаги и других вредных выделений. Решением этой системы и получаются соотношения для требуемого воздухообмена.

Для простейшей схемы организации воздухообмена «один приток – одна вытяжка», что характерно для основной части помещений в жилых и общественных зданиях, баланс по воздуху имеет простейший вид: $G_n = G_y$, т.е. массовые расходы приточного и вытяжного воздуха должны быть равны. Тогда из общего уравнения теплового баланса помещения по явной теплоте (6.11), если учесть, что по определению $G_n = L_n \rho_n$ и $G_y = L_y \rho_y$, и обозначить сумму всех теплоступлений за вычетом теплопотерь $Q_{от} + Q_{ч.я} + Q_{осв} + Q_{с.р} + Q_{tex} - Q_{тт} - Q_{инф}$ как избытки явной теплоты $Q_{изб.я}$, получаем расчетную формулу для воздухообмена, кг/ч:

$$G_n = G_y = \frac{3,6Q_{изб.я}}{C_B(t_y - t_n)} \quad (5.30)$$

Основной трудностью здесь является определение величины t_y . Если удаление воздуха происходит непосредственно из рабочей зоны помещения, то, очевидно, $t_y = t_b$. Если же вытяжка осуществляется из верхней зоны, то, как правило, $t_y > t_b$, и для ее оценки есть несколько подходов. Первый способ определения параметров уходящего воздуха использует понятие *градиента температуры* $grad\ t$, К/м:

$$t_y = t_b + grad\ t(H - h_{pz}) \quad (5.31)$$

Здесь H – высота помещения, м; h_{pz} – высота рабочей (обслуживаемой) зоны помещения. Если люди в помещении стоят, то $h_{pz} = 2$ м, если сидят – то 1,5 м (см. также п.5.2).

Величина градиента зависит от *удельной теплонапряженности* помещения $q_{уд} = Q_{изб.я}/V$, Вт/м³, где V – объем помещения, м³:

- при $q_{уд} < 11,5$ Вт/м³ $grad\ t < 0,5$ К/м;
- при $q_{уд} = 11,5 \dots 23$ Вт/м³ $grad\ t = 0,3 \dots 1,2$ К/м;
- при $q_{уд} > 23$ Вт/м³ $grad\ t = 0,8 \dots 1,5$ К/м.

Таким образом, в данной модели принимается, что по высоте рабочей зоны температура воздуха постоянна, а затем линейно возрастает (рис. 5.11).

Рассмотренный подход для определения t_y применяется главным образом для вентиляции. При кондиционировании воздуха в невысоких помещениях (до 4 м) обычно во всех случаях принимают $t_y = t_b + 1$.

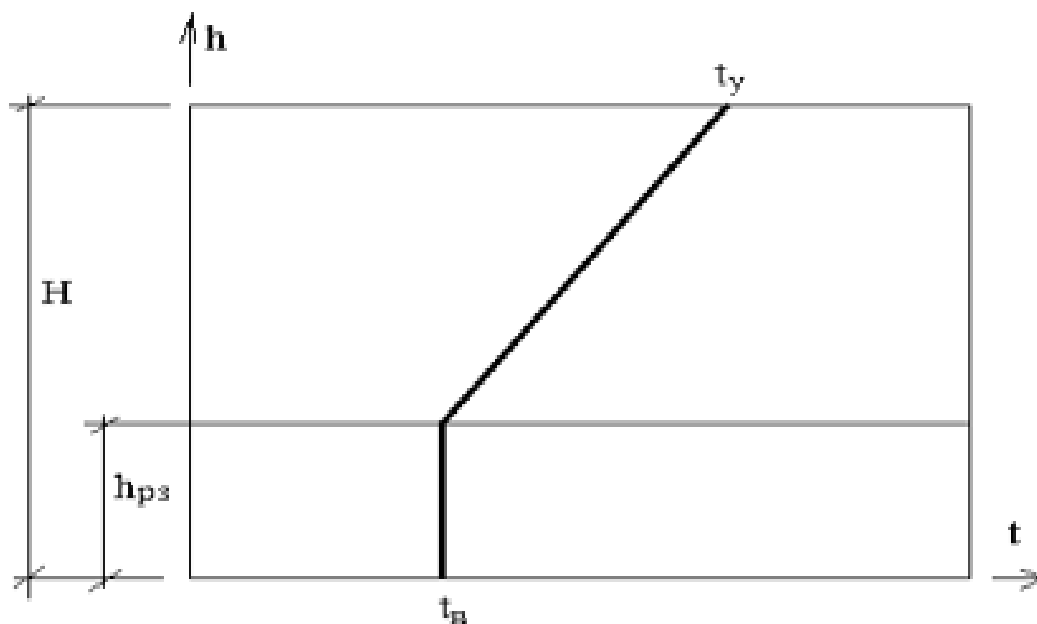


Рис.5.11. К определению температуры уходящего воздуха через градиент по высоте.

Второй подход к определению параметров уходящего воздуха состоит в использовании показателей, характеризующих степень использования приточного воздуха в помещении. К таким показателям относят:

– коэффициент воздухообмена по температуре t :

$$m_t = \frac{t_s - t_n}{t_y - t_n} \quad (5.32)$$

– коэффициентом воздухообмена по концентрации примесей C :

$$m_C = \frac{C_s - C_n}{C_y - C_n} \quad (5.33)$$

По своему физическому смыслу эти коэффициенты представляют собой долю поступлений теплоты или вредного вещества непосредственно в рабочую (обслуживаемую) зону по отношению к общим поступлениям в помещение в

целом. Другое объяснение – это степень повышения температуры или концентрации вредности в воздухе в пределах рабочей зоны по отношению к общему повышению в пределах всего помещения. Как правило, m_t и m_C меньше единицы. Значения таких коэффициентов для разных помещений приводятся в справочной литературе. Если они известны, то параметры уходящего воздуха можно определить по следующим выражениям:

$$t_y = t_n + (t_e - t_n)/m_t \quad (5.34)$$

$$C_y = C_n + (C_e - C_n)/m_C \quad (5.35)$$

Таким образом, чем меньше m_t и m_C , тем сильнее отличаются параметры вытяжки от притока, и тем меньше будет требуемый воздухообмен.

Аналогично воздухообмену по $Q_{изб.я}$, получаются выражения и для требуемого воздухообмена по полной теплоте и влаговыделениям:

$$G_{\Pi} = G_y = \frac{3,6Q_{изб.п}}{I_y - I_n} = \frac{M_{ВП} \cdot 10^3}{d_y - d_n} \quad (5.36)$$

Здесь $Q_{изб.п}$ – избытки полной теплоты, Вт; $M_{ВП}$ – влагопоступления в помещение, кг/ч (см. п.п. 5.4 – 5.5). Легко видеть, что соотношения (5.30) и (5.36) построены одинаковым образом: в числителе находятся значения избытков некоторой вредности (явной и полной теплоты или влаги), а в знаменателе – разность параметров приточного и вытяжного воздуха, соответствующих данной вредности.

Из последнего равенства $\frac{3,6Q_{изб.п}}{I_y - I_n} = \frac{M_{ВП} \cdot 10^3}{d_y - d_n}$ по свойству пропорции следует:

$$\frac{3,6Q_{изб.л}}{M_{ВП}} = \frac{(I_y - I_n) \cdot 10^3}{d_y - d_n} = \frac{\Delta I}{\Delta d} \cdot 10^3 \quad (5.37)$$

Однако, по определению $\frac{\Delta I}{\Delta d} \cdot 10^3 = \varepsilon$ – угловой коэффициент луча процесса изменения состояния воздуха на I - d -диаграмме. В данном случае речь идет конкретно о вентиляционном процессе, т.е. процессе изменения состояния воздуха в помещении.

Следовательно:

$$\varepsilon_{ном} = \frac{3,6Q_{изб.л}}{M_{ВП}} \quad (5.38)$$

В выражение (5.38) входят заранее известные величины, что и позволяет изобразить соответствующий процесс на I - d -диаграмме (подробнее см. п.7.2).

Можно показать, что результаты расчета воздухообмена по формулам (5.30) и (5.36) должны совпадать, а возможные расхождения объясняются только неточностями расчетов. Поэтому достаточно воспользоваться выражением (5.30), поскольку в нем участвуют заранее известные параметры, а соотношения (5.36) можно применять для проверки полученных результатов. Необходимые для этого данные (I_n , I_y , d_n и d_y) определяются по построению на I - d -диаграмме процесса изменения состояния воздуха в помещении.

Воздухообмен, м³/ч, из условия ассимиляции газовой вредности определяется для каждой « i -той» вредности по формуле:

$$L_i = \frac{M_{вр.i}}{C_y - C_n} \quad (5.39)$$

Эта формула получается из уравнения баланса помещения по вредному веществу:

$$M_{вр.i} + L_{\Pi} C_{\Pi} - L_{\gamma} C_{\gamma} = 0 \quad (5.40)$$

Здесь $M_{вр.i}$ – поступление i -й вредности в помещение, мг/ч, C_{Π} и C_{γ} – ее концентрации в приточном и вытяжном воздухе, мг/м³. Данное уравнение по форме аналогично балансу по явной теплоте (5.11). Если пренебречь разностью плотностей притока и вытяжки, тогда $L_{\Pi} = L_{\gamma}$, и результат решения (5.40) тогда выглядит так же, как и формулы (5.30) и (5.36).

Концентрация вредности в уходящем воздухе принимается равной предельно допустимой концентрации (ПДК) вредного вещества в воздухе рабочей зоны. В свою очередь, концентрация вредности в **приточном** воздухе не должна превышать 0,3 от ПДК рабочей зоны. Значения ПДК приводятся в ГОСТ 12.1.005-88*.

При одновременном выделении в рабочую зону помещения нескольких вредностей, не обладающих однонаправленностью токсикологического воздействия на человека, в качестве расчетной величины принимается наибольшая из полученных по формуле (5.39). Вещества **однонаправленного** действия близки по своему химическому составу, например различные кислоты, различные спирты, различные щелочи, различные ароматические углеводороды (толуол и ксилол, бензол и толуол) и т.д. При одновременном поступлении в рабочую зону помещения нескольких подобных веществ расчетный воздухообмен определяется суммированием величин, полученных по формуле (5.39) для каждого вещества.

Заметим еще, что, поскольку разность $(t_{\gamma} - t_{\Pi})$ в формуле (5.30) находится в знаменателе, то при одной и той же величине $Q_{изб.я}$ наиболее рациональная схема организации воздухообмена с точки зрения его сокращения при расчете по

явной теплоте – это «сверху – вверх», т.е. с подачей притока в верхнюю зону и с удалением воздуха тоже из верхней зоны. В этом случае $t_y > t_b$, а t_n может быть сделана меньше, чем t_b , и разность $(t_y - t_n)$ будет максимальной. Если вытяжку устроить из рабочей зоны (схема «сверху – вниз»), то, как уже отмечалось, $t_y = t_b$, и разность $(t_y - t_n)$ уменьшится, а воздухообмен возрастет. Наконец, наихудшая схема – «снизу – вверх», так как при этом t_n должна отличаться от t_b как можно меньше по соображениям комфортности (подробнее об этом сказано ниже).

Однако если рассматривать влагу – и особенно газовыделения, выводы могут получиться несколько иными: здесь, наоборот, лучшей может оказаться схема «снизу – вверх», потому что тогда сразу в рабочую зону будет поступать наиболее чистый воздух – с наименьшей концентрацией вредной примеси C_n , а удаляться будет воздух из верхней зоны, максимально загрязненный, с наибольшей величиной C_y , так что разность $(C_y - C_n)$ в знаменателе выражения (5.39) возрастает до предела. Далее следуют схемы «сверху – вверх» и затем «сверху – вниз».

В ряде помещений, особенно в промышленных зданиях и некоторых общественных, помимо общеобменных притока и вытяжки, может быть предусмотрена местная вытяжка (местные отсосы) от технологического оборудования, выделяющего теплоту, влагу и вредные вещества. Такая вытяжка нужна, чтобы предотвратить распространение этих вредностей по объему помещения и тем самым сократить воздухообмен общеобменных систем. Для этого случая *баланс по явной теплоте* имеет вид:

$$G_n c_{\theta} t_n + 3,6 Q_{изб.я} = G_{MO} c_{\theta} t_{P3} + G_y c_{\theta} t_y \quad (5.41)$$

Уравнение баланса по явной теплоте дополним уравнением баланса по воздуху:

$$G_n = G_y + G_{MO} \quad (5.42)$$

В балансовых уравнениях две неизвестных: G_n, G_y . Расход воздуха в местном отсосе G_{MO} в кг/ч определяется заранее:

$$G_{MO} = 3600 \rho A_{MO} V_{MO} \quad (5.43)$$

где A_{MO} – площадь рабочего проема местного отсоса, м²;

V_{MO} – скорость воздуха в проеме, м/с; зависит от вида местного отсоса и удаляемой вредности в местном отсосе.

Совместное решение уравнений (5.41) и (5.42) позволяет определить искомую величину G_y , кг/ч:

$$G_y = \frac{3,6Q_{изб.я} - G_{MO}c_e(t_{P3} - t_n)}{c_e(t_y - t_n)} \quad (5.44)$$

Величина G_n определяется из уравнения (5.42): $G_n = G_y + G_{MO}$. Аналогично находят величины расхода воздуха из уравнений баланса влаги и полной теплоты. Разница состоит лишь в том, что в уравнение баланса влаги входят соответствующие значения влагосодержания воздуха d в г/кг, а в уравнение баланса по полной теплоте – соответствующие значения теплосодержания воздуха I в кДж/кг:

$$G_n d_n + M_{ВП} \cdot 10^3 = G_{MO} d_{MO} + G_y d_y \quad (5.45)$$

$$G_n I_n + 3,6Q_{изб.н} = G_{MO} I_{MO} + G_y I_y \quad (5.46)$$

В общем случае, если в помещении “ n ” притоков и “ m ” вытяжек, требуемая по явной теплоте общеобменная вытяжка (индекс «У1») и общеобменный приток (индекс «П1») вычисляются по формулам:

$$G_{y1} = \frac{3,6 \cdot Q_{изб.я} + \sum_2^n G_{ni} c_{\epsilon} (t_{ni} - t_{n1}) - \sum_2^m G_{yi} c_{\epsilon} (t_{ni} - t_{n1})}{c_{\epsilon} (t_{y1} - t_{n1})} \quad (5.47)$$

$$G_{n1} = \sum_1^m G_{ni} - \sum_2^m G_{ni} \quad (5.48)$$

По своей сути выражение (5.47) имеет тот же физический смысл, что и (5.30), только к величине $Q_{изб.я}$ добавляются поступления теплоты со всеми потоками приточного воздуха, кроме общеобменного, и вычитается теплота, уносимая со всеми потоками вытяжки (опять же кроме общеобменной).

В помещениях вспомогательного назначения воздухообмен принято рассчитывать по кратности. **Кратность воздухообмена n (Kp)** показывает, сколько раз в течение часа вентиляционный воздух заменяет воздух в объеме помещения:

$$Kp = \frac{L}{V} \quad (5.49)$$

L – расход приточного воздуха, м³/ч;

V – объем помещения, м³.

Кратность принимается со знаком «плюс», что означает приток воздуха, и со знаком «минус» – для вытяжки. Значения требуемой кратности для различных помещений приводятся в нормативной и справочной литературе.

Одним из важных показателей воздухообмена в помещении служит **санитарная норма**, то есть минимально допустимое количество наружного воздуха, которое необходимо подавать в помещение. Санитарная норма L_0 устанавлива-

ется для одного человека и равна при постоянном пребывании в помещении $60 \text{ м}^3/\text{ч}$ и при временном (менее 2 часов) пребывании – $20 \text{ м}^3/\text{ч}$, а при повышенных физических нагрузках – $80 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Результаты расчета воздухообмена по кратности и санитарной норме обычно записывают в следующую таблицу:

Таблица 5.5.

Расчетный воздухообмен общеобменной вентиляции по кратности в помещениях здания

№№ помещений	Наименование помещения	Размеры помещения, м, или его площадь, м^2	Объем помещения $V, \text{м}^3$	Количество людей в помещении $N_{\text{чел.}}$	Нормативная кратность воздухообмена $n, \text{ч}^{-1}$, или нормативный воздухообмен на 1 человека $L_0, \text{м}^3/(\text{ч} \cdot \text{чел.})$		Расчетный воздухообмен, $\text{м}^3/\text{ч}$	
					При-ток	Вы-тяжка	При-ток	Вы-тяжка
1	2	3	4	5	6	7	8	9

Итого:

Дисбаланс:

Примечание: количество людей в колонке 5 указывается в том случае, если для данного помещения в литературе указывается нормативный воздухообмен на 1 человека, а не кратность.

Заполнение таблицы 5.5 производится отдельно для каждого этажа при коридорной системе или группы помещений на этаже, выходящих в общий коридор (шлюз). Необходимо определить суммарный воздухообмен по притоку

$\Sigma G_{\text{п}}$ (сумма по колонке 8) и суммарный воздухообмен по вытяжке ΣG_y (сумма по колонке 9) для каждой такой группы помещений.

Разницу между суммарными притоками и вытяжкой – "дисбаланс" – следует подавать (при избыточной вытяжке) или удалять (при избыточном притоке) из общего шлюза (исключением являются жилые помещения, в которых вытяжка компенсируется естественным притоком через окна). Если общий коридор (шлюз) включается непосредственно в таблицу 5.4 как одно из помещений, необходимый дополнительный приток или вытяжка указываются соответственно в колонке 8 или 9 таким образом, чтобы суммы $\Sigma G_{\text{п}}$ и ΣG_y были в итоге одинаковы.

Суммируя все суммарные притоки с учетом компенсации дисбаланса, получают расчетный расход приточного воздуха для подбора приточной установки для рассмотренных помещений. Рассчитанные расходы вытяжного воздуха позволяют выбрать производительность вытяжных вентиляционных установок, объединяющих помещения с учетом специальных правил (по режиму работы и видам вредных выделений в помещениях). Пример заполнения таблицы 5.5 приведен в таблице 5.6.

Таблица 5.6.

Расчетный воздухообмен общеобменной вентиляции по кратности в помещениях здания (для группы помещений аптеки, объединенных общим коридором)

№№ помещений	Наименование помещения	Площадь помещения, м ²	Объем помещения V, м ³	Количество людей в помещении N _{чел.}	Нормативная кратность воздухообмена Кр, ч ⁻¹ , или норма подачи наружного воздуха на 1 человека L _о , м ³ /(ч·чел) [10]		Расчетный воздухообмен, м ³ /ч	
					Приток	Вытяжка	Приток	Вытяжка
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Зал обслуживания населения	18,29	60,4		8,68 (по расчету)	8,74 (по расчету)	524 (по расчету)	528 (по расчету)
1А	зал обслуживания населения	25,2	88		8,68 (по расчету)*	8,74 (по расчету)*	764	769
1Б	зал обслуживания населения	12,2	43		8,68 (по расчету)*	8,74 (по расчету)*	373	376
1В	зал обслуживания населения	12,2	43		8,68 (по расчету)*	8,74 (по расчету)*	373	376
2	ассистентская	18,8	66		4	2	263	132
3	помещение хранения торгового запаса	17	60		2	3	120	180
3А	помещение хранения торгового запаса	16,9	59		2	3	118	177
4	моечная	10,7	37		2	3	75	112
5	дистилляционная-стерилизационная	12,2	43		3	4	129	171
6	ассистентская-асептическая	12,2	43		4	2	171	85
7	стерилизационная	7,9	28		3	4	84	112

8	Кабинет заведующего	10,7	35,3		4,5 (по расчету – см. п.4.2)	4,5 (по расчету)	157 (по расчету)	161 (по расчету)
9	кладовая вспомогательного материала	8,3	29		-	1	-	29
10	кладовая стеклотары	11,8	41		-	1	-	41
11	бельевая	4,5	16		-	1	-	16
12	уборная	-	-	1 (унитаз)	-	50 м ³ /час на 1 унитаз	-	50
						Итого	3151	3315
						Дисбаланс		164

Примечание: *) кратности приняты такие же, как для помещения 1, по результатам расчета воздухообмена по избыткам явной и полной теплоты и влаги, т.к. помещения имеют одинаковые названия (и, следовательно, одинаковое назначение).

Таким образом, для ликвидации дисбаланса нужен дополнительный приток в объеме 164 м³/ч в общий коридор.

Санитарная норма служит не только основным санитарно-гигиеническим показателем, но и представляется важным *экономическим параметром*, который определяет минимально неизбежные расходы на обеспечение микроклимата помещения. В идеале надо стремиться к доведению требуемого воздухообмена, который устанавливается из условия ассимиляции тепло-влагоизбытков, до минимально необходимого, то есть до санитарной нормы, с целью максимального сокращения затрат энергии на обработку и подачу вентиляционного воздуха. Это достигается использованием в здании возможно полного *комплекса мер по снижению тепловой нагрузки* и согласованной работой систем отопления-охлаждения и вентиляции.

При определении требуемого воздухообмена систем кондиционирования воздуха исходной величиной является температура приточного воздуха. С точки зрения минимизации расхода притока желательно принимать *минимально возможную* его *температуру*. Но это не всегда удастся из-за возникающих при этом сложностей *с воздухораспределением*. Дело в том, что существуют ограничения на максимально допустимое отклонение температуры воздуха на входе струи в рабочую зону от температуры в самой рабочей зоне, исходя из соображений комфортности для человека, находящегося в зоне действия струи (СП 60.13330.2016, Приложение В). Поэтому снижать температуру притока можно только до определенного предела. Однако при таком ограничении возрастает требуемый воздухообмен, а значит, и скорость воздуха в струе на входе в рабочую зону, которая тоже не может быть существенно выше, чем общая подвижность в рабочей зоне помещения (СП 60.13330.2016, Приложение Б). Таким образом, задача определения расхода воздуха становится неопределенной, причем требования по температуре и скорости воздуха оказываются в общем случае противоречивыми. Поэтому эта задача часто решается методом последовательных приближений на основе расчета воздухораспределителей. Практическое решение задачи состоит в использовании рекомендуемого значения температуры приточного воздуха (подробнее см. в п. 7.8 – 7.9).

Вообще с точки зрения удобства воздухораспределения желательно, чтобы температура притока совпадала с температурой воздуха в рабочей зоне. Но это возможно только в том случае, когда система вентиляции или кондиционирования воздуха не выполняет функции системы отопления-охлаждения, а только обеспечивает подачу санитарной нормы наружного воздуха. При этом достигается минимальный уровень затрат теплоты или холода на обработку притока.

Поддержание нулевого значения тепловой нагрузки на систему можно обеспечить за счет регулирования параллельно работающей системы отопления. Однако это касается только холодного периода года, когда система отопления работает, и варианта, когда отопительные приборы оборудованы автоматическими терморегуляторами и пропорционально снижают свою теплоотдачу по мере появления теплопоступлений. В теплый период того же эффекта можно добиться применением местных автономных систем охлаждения. В других случаях температура притока определяется по условиям, рассмотренным далее в п.п. 7.3 – 7.4.

Расчетную величину воздухообмена в помещении G^P , кг/ч, т.е. расход воздуха для подбора вентиляционного оборудования, выбирают, руководствуясь следующими соображениями:

- **для вентиляции:** расчетный воздухообмен равен большему из требуемых воздухообменов по трем периодам (теплому, переходному и холодному). Иногда, если в помещении в теплый период года можно осуществлять требуемый воздухообмен через открытые проемы, то за расчетный воздухообмен принимается большая величина из требуемых воздухообменов в переходный и холодный периоды;

- **для кондиционирования воздуха:** расчетным является больший из требуемых воздухообменов по двум периодам (теплому и холодному).

Поскольку, в отличие от оборудования, вентиляционные сети и воздухо-распределители рассчитываются по объемному расходу, после выбора G^P нужно определить **расчетный объемный воздухообмен** по притоку $L_n^P = G^P / \rho_n$ и по вытяжке $L_v^P = G^P / \rho_v$, м³/ч.

Если для раздачи приточного воздуха используются воздухораспределители, способные обеспечить требуемые параметры приточной струи на ее входе в рабочую зону помещения при переменном расходе воздуха, то подача притока регулируется не только по сезонам, но и в течение рабочего времени. Это дает заметную экономию энергии. В принципе возможен также вариант, при котором устраиваются две приточные системы: одна, с производительностью, равной наименьшему из требуемых воздухообменов, работает в течение всего года, а вторая, дополнительная, подключается в тот период, для которого требуемый воздухообмен больше.

Однако на практике часто приточная система работает с постоянным расходом воздуха в течение всего года. Поэтому, выбрав расчетную величину воздухообмена по какому-нибудь периоду, необходимо уточнить параметры приточного или, наоборот, внутреннего воздуха для остальных периодов, т.е. решить так называемую обратную задачу расчета воздухообмена. Это необходимо для правильного выбора теплопроизводительности калориферной установки.

Глава 6. Теплообмен в помещении

Ограждения теплообмениваются друг с другом лучистой теплотой и конвективной теплотой с воздухом. На рисунке 6.1 показана схема лучистого (Л) и конвективного (К) теплообмена пола помещения.

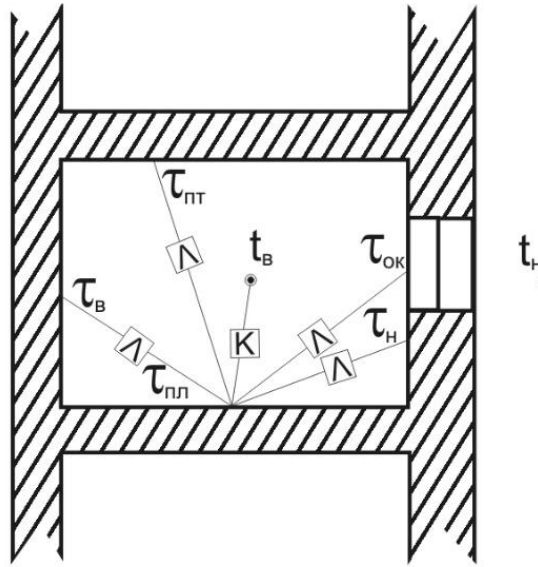


Рисунок 6.1. Схема теплообмена в помещении.

$\tau_{пл}$, $\tau_в$, $\tau_{пт}$, $\tau_{ок}$, τ_n – температуры пола, внутренней поверхности перегородки, потолка, окна, внутренней поверхности наружной стены, °C; $t_в$ – температура воздуха помещения;

Л – лучистый теплообмен, К – конвективный теплообмен

6.1 Лучистый теплообмен в помещении

Тепловое излучение представляет собой процесс распространения внутренней энергии излучающего тела путем электромагнитных волн. Тепловое излучение приходится на инфракрасный участок спектра излучения. Излучение, которое определяется природой данного тела и его температурой, называется **собственным излучением**. Тела, которые поглощают всю падающую на них энергию теплового излучения, называются **абсолютно черными**.

Специфика лучистого теплообмена в помещении состоит в следующем:

1. Ограниченный диапазон температуры 0 – 150 °C (чаще 5-95 °C).

2. Все поверхности помещения – серые тела $\varepsilon=0,9$ (0,85-0,98) близки к абсолютно черному телу.
3. Помещения имеют определенную геометрию и размеры.

Основные законы излучения абсолютно черного тела

Спектральная интенсивность излучения I_λ Вт/(м²·м) абсолютно черного тела – излучение в данном участке спектра с длиной волны λ , $\mu\text{к}$ (микрон). **Закон Планка** (рисунок 6.2) устанавливает зависимость интенсивности излучения от температуры и длины волны.

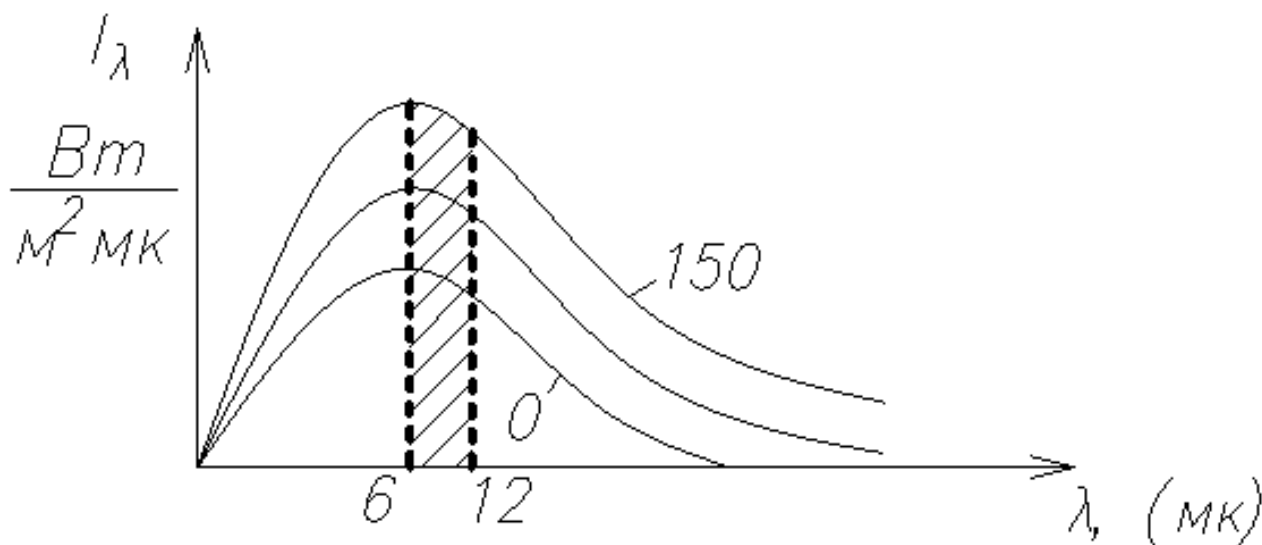


Рисунок 6.2. Спектральная интенсивность излучения поверхности абсолютно черного тела

По **закону Вина** максимальная интенсивность излучения абсолютно черного тела зависит от температуры. Оказывается, что максимальная интенсивность излучения в помещении лежит в узком диапазоне длин волн 6-12 $\mu\text{к}$. Излучение, относящееся к узкому интервалу изменений длин волн, называется потоком **монохроматического** излучения. На основании законов Планка и Вина излучение в помещении считается монохроматическим.

Суммарное излучение с поверхности тела по всем направлениям полусферического пространства и по всем длинам волн называется **интегральным** или **полным лучистым потоком**. **Закон Стефана – Больцмана** устанавливает зависимость плотности интегрального полусферического излучения от темпера-

туры. Плотность интегрального полусферического излучения E_0 , Вт/м², определяется как суммарная энергия излучения по всем длинам волн:

$$E_0 = \int I_\lambda \cdot d\lambda = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 \quad (6.1)$$

где C_0 – постоянная Больцмана и равна 5,67 Вт/(м²·К⁴).

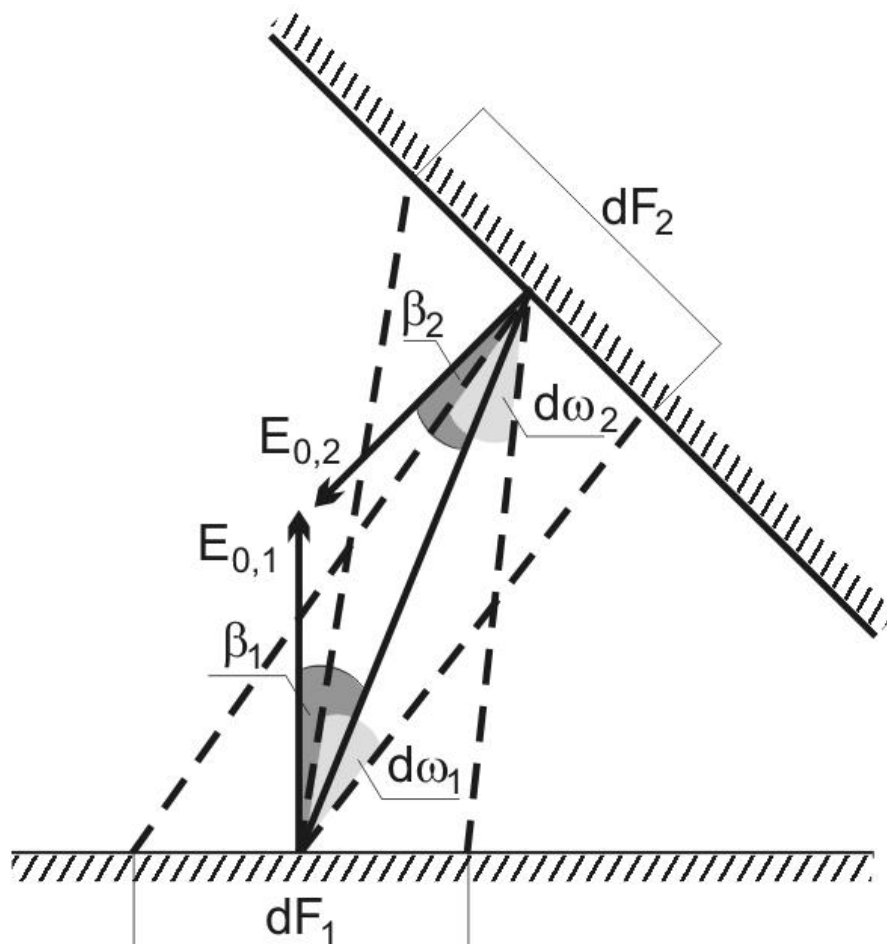


Рисунок 6.3. Теплообмен излучением между двумя поверхностями

Интенсивность излучения в общем случае зависит от направления и является величиной, пропорциональной косинусу β_1 (рисунок 6.3) между направлением излучения и нормалью к поверхности тела (**закон Ламберта**).

Плотность лучистого потока с поверхности 1 в направлении луча, составляющего с поверхностью 1 угол β_1 в соответствии с законом Ламберта равна:

$$E_{0,\beta_1} = E_{0,1} \cos \beta_1 \quad (6.2)$$

где $E_{0,1}$ – плотность теплового потока излучения с поверхности 1 в направлении нормали к ней.

Излучение свойственно всем поверхностям тел. Теплота передается как от более нагретого тела к менее нагретому, так и от менее нагретого к более теплomu. Тепловой поток, Вт, передаваемый излучением между двумя произвольно расположенными поверхностями, определяется как разность потоков лучистой энергии, исходящей от каждой из этих поверхностей. Если каждую поверхность разбить на элементарные площадки dF_1 и dF_2 и определить тепловой поток между ними, то для определения потока с одной полной поверхности на другую надо будет проинтегрировать тепловой поток по каждой поверхности. Лучистый поток, падающий с элементарной площадки dF_1 на элементарную площадку dF_2 находится внутри телесного угла $d\omega_1$, под которыми из какой-либо точки элементарной площадки dF_1 видна элементарная площадка dF_2 (рисунок 22) и равен:

$$Q_{0,dF_1-dF_2} = E_{0,1} d\omega_1 \frac{\cos \beta_1}{\pi} dF_1 \quad (6.3)$$

Соответственно поток с элементарной площадки dF_2 на элементарную площадку dF_1 равен:

$$Q_{0,dF_2-dF_1} = E_{0,2} d\omega_2 \frac{\cos \beta_2}{\pi} dF_2 \quad (6.4)$$

где $d\omega_1$ и $d\omega_2$ – элементарные телесные углы, под которыми лучистый поток уходит с элементарной площадки dF_1 на элементарную площадку dF_2 и соответственно встречный поток с элементарной площадки dF_2 на элементарную площадку dF_1 .

По определению телесные углы равны:

$$d\omega_1 = \frac{dF_2 \cos \beta_2}{R^2} \quad (6.5)$$

$$d\omega_2 = \frac{dF_1 \cos \beta_1}{R^2} \quad (6.6)$$

Если обозначить лучистый поток с поверхности 1 на поверхность 2 $Q_{0,1-2}$, Вт, а с поверхности 2 на поверхность 1 $Q_{0,2-1}$, Вт, тогда лучистый поток между поверхностями 1 и 2, как разность между ними, равен:

$$\begin{aligned} Q_{0,1-2} - Q_{0,2-1} &= \int_{A_1} \int_{A_2} (E_{0,1} d\omega_1 \frac{\cos \beta_1}{\pi} dF_1 - E_{0,2} d\omega_2 \frac{\cos \beta_2}{\pi} dF_2) = \\ &= (E_{0,1} - E_{0,2}) \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{\cos \beta_1 \cdot \cos \beta_2}{\pi \cdot R^2} \cdot dF_2 \cdot dF_1 \end{aligned} \quad (6.7)$$

где: $E_{0,1}$, $E_{0,2}$ – интегральная интенсивность излучения 1-й и 2-й абсолютно черных поверхностей по направлению нормали к ним, Вт/м²;

A_1 , A_2 – площади поверхностей 1 и 2 соответственно, м².

Для удобства инженерных расчетов введено понятие **коэффициента облученности** с одной поверхности на другую. Например, коэффициент облученности с поверхности 1 на поверхность 2 φ_{1-2} показывает, какую долю от всего излучаемого поверхностью 1 потока $Q_{0,1}$, составляет поток $Q_{0,1-2}$, попадающий на поверхность 2. Физический смысл коэффициента облученности определяется формулой:

$$\varphi_{1-2} = \frac{Q_{0,1-2}}{Q_{0,1}} \quad (6.8)$$

Если принять, что коэффициенты облученности равны:

$$\varphi_{1-2} = \int_{F_2} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{\pi R^2} dF_2 \quad (6.9)$$

$$\varphi_{2-1} = \int_{F_1} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{\pi R^2} dF_1 \quad (6.10)$$

то лучистый поток между поверхностями 1 и 2 равен:

$$Q_{0,1-2} - Q_{0,2-1} = (E_{0,1} - E_{0,2})\varphi_{1-2}A_1 = (E_{0,1} - E_{0,2})\varphi_{2-1}A_2 \quad (6.11)$$

Из (6.9), (6.10) следует, что коэффициент облученности – геометрическая характеристика излучающей системы.

Коэффициенты облученности подчиняются трем законам геометрии лучистых потоков:

Закон взаимности гласит, что если два тела находятся во взаимном лучистом теплообмене, то их коэффициенты облученности обратно пропорциональны площадям поверхности тел, что определяется формулой:

$$\varphi_{1-2} \cdot A_1 = \varphi_{2-1} \cdot A_2 \quad (6.12)$$

Закон замкнутости лучистых потоков заключается в том, что если между одной из поверхностей замкнутой системы тел происходит лучистый теплообмен со всеми другими поверхностями, сумма коэффициентов облученности с поверхности 1 в сторону всех окружающих поверхностей i равна единице:

$$\sum_i^I \varphi_{1-i} = 1. \quad (6.13)$$

Закон распределительности лучистых потоков состоит в том, что поток от поверхности 1 к поверхности 2 может быть представлен в виде суммы пото-

ков между m отдельными частями поверхности 1 ($\sum_{j=1}^M A_j = A_1$) и n частями поверхности 2 ($\sum_{n=1}^N A_n = A_2$):

$$A_1 \varphi_{1-2} = \sum_j^M \sum_n^N A_j \varphi_{j-n} \quad (6.14)$$

Коэффициент облученности φ_{j-n} при различном расположении поверхностей в помещении может быть вычислен с помощью свойств замкнутости, взаимности и распределительности лучистых потоков [3].

Применяя законы замкнутости, взаимности и распределительности лучистых потоков, можно вывести формулы и для более сложных случаев. Однако в их основе, также как и в основе приведенных выше формул лежит необходимость знания коэффициентов облученности двух параллельных друг другу и находящихся друг против друга прямоугольных поверхностей (рисунок 23а) и двух взаимно перпендикулярных прямоугольных поверхностей с общей гранью (рисунок 6.4б). Эти базовые формулы могут быть получены интегрированием коэффициентов взаимной облученности прямоугольника и параллельной или перпендикулярной ему элементарной площадки. Площадка последовательно перемещается по плоскости и результаты суммируются. Однако, этот метод всегда будет иметь погрешность. Чем меньше будет взята площадка в качестве элементарной, тем больше вычислений, но и тем точнее результат. Наиболее точным является метод нахождения угловых коэффициентов алгебраическим путем, разработанный Г.Л.Поляком [11]. Полученные им формулы по [19] приведены ниже.

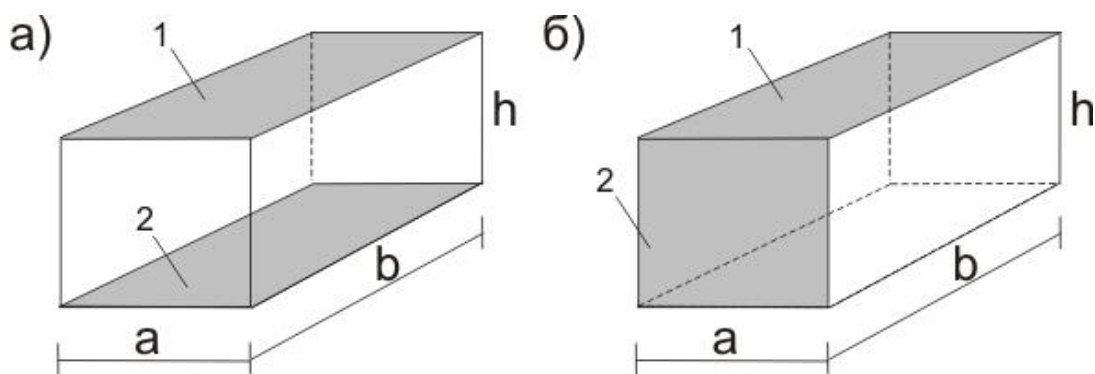


Рисунок 6.4. Расположение прямоугольных поверхностей: а) в параллельных плоскостях друг против друга; б) в перпендикулярных плоскостях с общей гранью

Для расчета коэффициентов облученности между двумя одинаковыми прямоугольниками, расположенными в параллельных плоскостях друг против друга (рисунок 6.4а) справедливо равенство:

$$\begin{aligned} \varphi_{1-2} = 2/(\pi \cdot x \cdot y) \cdot \left(0,5 \cdot \ln(z \cdot w / (z + w - 1)) + y \cdot \sqrt{z} \cdot a \tan(y/\sqrt{z}) \right. \\ \left. + x \cdot \sqrt{w} \cdot a \tan(x/\sqrt{w}) - y \cdot \arctg(y) - x \cdot \arctg(x) \right) \end{aligned} \quad (6.15)$$

где a, b - стороны прямоугольников, м;

h - расстояние между ними, м;

$x = b/h, y = a/h, z = 1 + x^2, w = 1 + y^2$.

Для расчета коэффициентов облученности между двумя прямоугольниками, расположенными в перпендикулярных плоскостях с общей гранью (рисунок 6.4 б):

$$\begin{aligned} \varphi_{1-2} = (1/\pi) \cdot (\arctg(a/b) + (h/b) \cdot \arctg(a/h) - \sqrt{1 + h^2/b^2} \cdot \arctg(a/\sqrt{b^2 + h^2}) - \\ - 0,25(a/b) \cdot \ln((a^2 + b^2 + h^2) \cdot a^2 / ((a^2 + b^2) \cdot (a^2 + h^2))) + \\ + 0,25(b/a) \cdot \ln((a^2 + b^2 + h^2) \cdot b^2 / ((b^2 + h^2) \cdot (a^2 + b^2))) + \\ + 0,25h^2/(a \cdot b) \cdot \ln((a^2 + b^2 + h^2) \cdot h^2 / ((a^2 + h^2) \cdot (b^2 + h^2))) \end{aligned} \quad (6.16)$$

где a -общая грань, м;

b - сторона 1-го прямоугольника, м;

h - сторона 2-го прямоугольника, м.

Излучение поверхности серого тела

Тела, для которых *коэффициент поглощения* для монохроматического излучения не зависит от длины волны, называются *серыми телами*. Для серых тел коэффициент поглощения меньше единицы, так как серые тела поглощают не всю падающую на них лучистую энергию. В помещении поверхности относятся к серым. Закон Кирхгофа устанавливает связь между излучательной и поглощательной способностью серых и абсолютно черных тел. Он гласит, что при постоянной температуре отношение излучательной способности к поглощательной не зависит от природы тела и равно излучательной способности абсолютно черного тела при той же температуре. Таким образом, если тело мало излучает, то оно мало поглощает. Закон Кирхгофа устанавливает еще одно важное положение: при постоянной температуре коэффициент поглощения численно равен *коэффициенту излучения* или *степени черноты* ε .

Собственное излучение серого тела равно $E_{\text{собств}} = \varepsilon E_0$. Если на поверхность тела падает лучистый поток $E_{\text{пад}}$, то поглощенная энергия будет равна $E_{\text{погл}} = \varepsilon E_{\text{пад}}$, тогда отраженная лучистая энергия равна $E_{\text{отр}} = (1 - \varepsilon) E_{\text{пад}}$ (рисунок 6.5). Но так как коэффициент излучения в помещениях $\varepsilon \approx 0,9$, то можно считать, что отраженная энергия близка к 0.

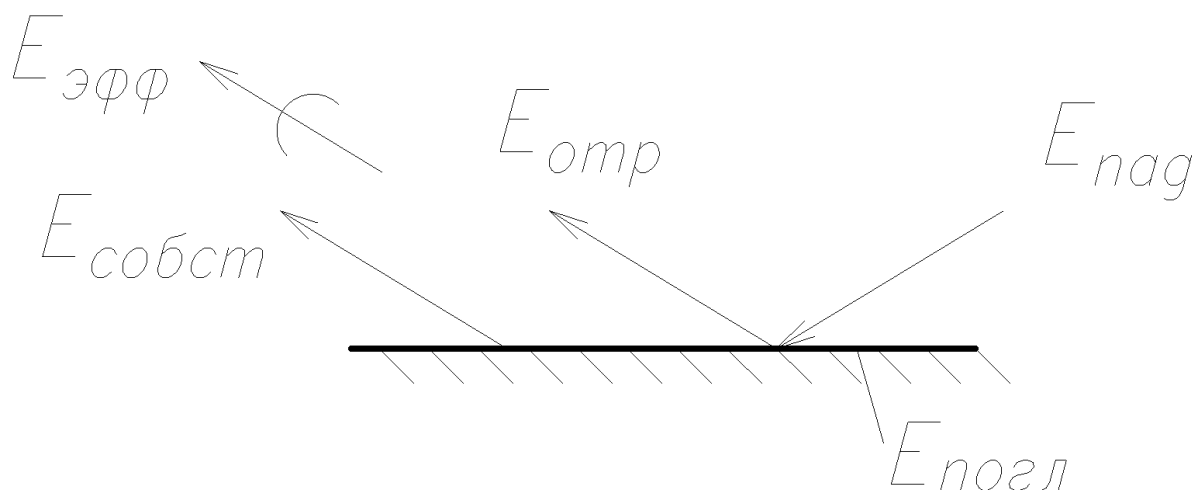


Рисунок 6.5. Структура лучистых потоков на поверхности

Сумму собственного и отраженного лучистого потока называют **эффективным излучением**. Так как отраженная теплота мала, то считается, что эффективное излучение равно собственному:

$$E_{эфф} \approx E_{собств} = \varepsilon C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4. \quad (6.17)$$

Лучистый теплообмен между двумя поверхностями серого тела

Тепловой поток между двумя поверхностями серого тела равен:

$$\begin{aligned} Q_{л,1-2} &= \varphi_{1-2} \cdot A_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot C_0 \cdot \left[\frac{T_1}{100} \right]^4 - \varphi_{2-1} \cdot A_2 \cdot \varepsilon_2 \cdot C_0 \cdot \left[\frac{T_2}{100} \right]^4 \\ &= \varphi_{1-2} \cdot A_1 \cdot \varepsilon_{1-2} \cdot C_0 \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \end{aligned} \quad (6.18)$$

где ε_{1-2} - приведенный коэффициент излучения серой поверхности 1 на поверхность 2.

Приведённый коэффициент излучения с поверхности 1 на поверхность 2 зависит от расположения и величины поверхностей:

- две бесконечные параллельные поверхности:

$$\varepsilon_{1-2} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (6.19)$$

- поверхность 2 полностью перекрывает поверхность 1 (рисунок 6.6):

$$\varepsilon_{1-2} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)} \quad (6.20)$$

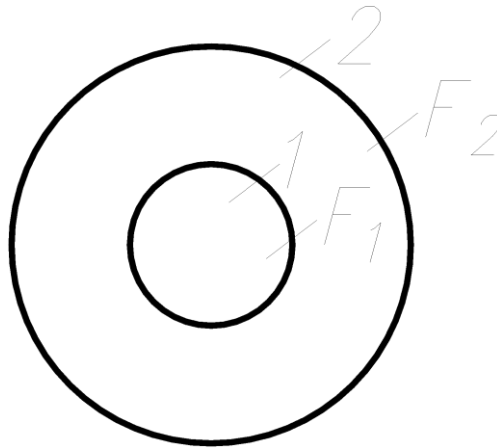


Рисунок 6.6. Одна поверхность окружена другой

- поверхности малы или далеко расположены друг от друга:

$$\varepsilon_{1-2} = \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \quad (6.21)$$

В инженерных расчетах не удобно использовать разность четвертых степеней температуры. Поэтому был введен коэффициент линеаризации b , позволяющий заменить эту разность на разность в первой степени:

$$b_{1-2} = \frac{\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4}{(t_1 - t_2)} \quad (6.22)$$

Понятно, что коэффициент b имеет размерность K^3 и зависит от абсолютных значений температуры теплообменивающихся поверхностей. При средней температуре поверхностей $19^\circ C$ $b_{1-2} = 1$. Коэффициент b может быть определен по приближенной формуле:

$$b_{1-2} = 0,81 + 0,01 \cdot \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (6.23)$$

После введения приведенного коэффициента излучения серой поверхности с одной поверхности на другую и коэффициента линеаризации разности четвертых степеней температуры упрощенная формула лучистого теплового потока между «серыми» поверхностями 1-2 примет вид:

$$Q_{\lambda,1-2} = \varphi_{1-2} \cdot A_1 \cdot \varepsilon_{1-2} \cdot C_0 \cdot b_{1-2} \cdot (t_1 - t_2) \quad (6.24)$$

где: $\varphi_{1-2} \cdot A_1$ - геометрический поток с поверхности 1 на поверхность 2, m^2 ;

$\varepsilon_{1-2} \cdot C_0$ - приведенное излучение с поверхности 1 на поверхность 2, $Вт/(m^2 \cdot K^4)$;

$b_{1-2} \cdot (t_1 - t_2)$ - приведенная разность температуры, K^4 .

Для большей простоты расчетов принято произведение коэффициентов в формуле (6.14) заменять одним коэффициентом лучистого теплообмена $\alpha_{\lambda,1-2}$, $Вт/(m^2 \cdot ^\circ C)$, с поверхности 1 на поверхность 2:

$$\alpha_{\lambda,1-2} = \varphi_{1-2} \cdot \varepsilon_{1-2} \cdot C_0 \cdot b_{1-2} \quad (6.25)$$

Тогда тепловой поток $Q_{\lambda,1-2}$, $Вт$, с поверхности 1 на поверхность 2 примет вид:

$$Q_{\lambda,1-2} = A_1 \cdot \alpha_{\lambda,1-2} \cdot (t_1 - t_2) \quad (6.26)$$

Радиационная температура помещения

Радиационная температура относительно поверхности 1 есть усредненная температура всех обращенных в помещение поверхностей по признаку эквивалентности лучистого теплообмена поверхности 1 в реальном помещении.

$$t_{R,1} = \sum \varphi_{1-i} \cdot t_i \quad (6.27)$$

где $t_{R,1}$ – осредненная по коэффициентам облученности температура всех поверхностей, окружающих поверхность 1, °C.

Таким образом, радиационная температура по своему физическому смыслу должна относиться к какой-то поверхности и оценивать среднюю температуру поверхностей, ее окружающих. Для оценки температурной обстановки в помещении принимают радиационную температуру t_R относительно человека, стоящего посередине комнаты. Для простоты расчета часто t_R рассчитывают как среднюю по площадям A_i всех поверхностей, обращенных в помещение:

$$t_R = \frac{\sum A_i \cdot t_i}{\sum A_i} \quad (6.28)$$

Когда речь идет о теплообмене одной поверхности помещения со всеми остальными в помещении, и можно считать, что по закону замкнутости $\sum_i \varphi_{1-i} = 1$ то говорят о коэффициенте лучистого теплообмена этой поверхности $\alpha_{л,1}$, Вт/(м²·°C):

$$\alpha_{л,1} = \varepsilon_{1-2} \cdot C_0 \cdot b_{1-R} \quad (6.29)$$

Если принять, что средний коэффициент излучения поверхностей в помещении равен $\varepsilon_{1-2} = 0,9$, $C_0 = 5,67$ Вт/(м²·K⁴), $b \approx 1$, то величина коэффициента лучи-

стого теплообмена поверхности в помещении приблизительно равна $\alpha_{л,1} \approx 5$ Вт/(м²·°C).

Лучистый поток от одного ограждения, например, наружного, в сторону помещения может быть записан как:

$$Q_{л,1} = A_1 \cdot \alpha_{л,1} \cdot (t_1 - t_R) \quad (6.30)$$

6.2 Конвективный теплообмен в помещении

Движение воздуха у внутренней поверхности ограждения

Специфика конвективного теплообмена в помещении заключается в том, что:

1. Воздух помещения имеет температуру близкую к 20 °C.
2. В помещении формируются небольшие разности температуры Δt (130...1 °C).
3. Помещение представляет собой определенный ограниченный объем определенной геометрии.

Конвективный теплообмен в помещении естественный – возникающий за счет естественных сил, формирующихся в результате разности температуры воздуха и поверхностей Δt . В обычных условиях на внутренней поверхности ограждений помещения наблюдается **естественная конвенция**. В процессе естественной конвекции выделяют наиболее хорошо изученный идеальный случай **свободной конвекции**, когда практически неограниченная по длине поверхность находится в большом объеме воздуха. Температура поверхности постоянна по длине и ширине. Воздух вдали от поверхности неподвижен и его температура одинакова. Будем считать температуру стенки выше температуры воздуха, что вызовет нагрев прилегающего к поверхности воздуха и подъем его вверх, за счет вытеснения снизу более холодным воздухом (при температуре поверхности ниже температуры воздуха, охлажденный воздух будет опускаться

вниз). Теплообмен при охлаждении аналогичен процессу нагрева воздуха, но противоположен по направлению.

Около нагретой (охлажденной) поверхности формируется пограничный слой (рисунок 6.7) с возрастающей по направлению движения толщиной. Существенное влияние на процесс конвективного теплообмена оказывает характер движения газа. Из гидродинамики известно, что имеются два основных режима течения: ламинарный и турбулентный. При ламинарном режиме частицы газа движутся не перемешиваясь, параллельно поверхности, с которой газ обменивается теплотой, при турбулентном – неупорядоченно, хаотически, направление и скорость отдельных частиц непрерывно меняется. Так вот, в нижней части нагретой поверхности движение воздуха носит ламинарный характер. На некотором расстоянии от начала движения режим течения становится турбулентным.

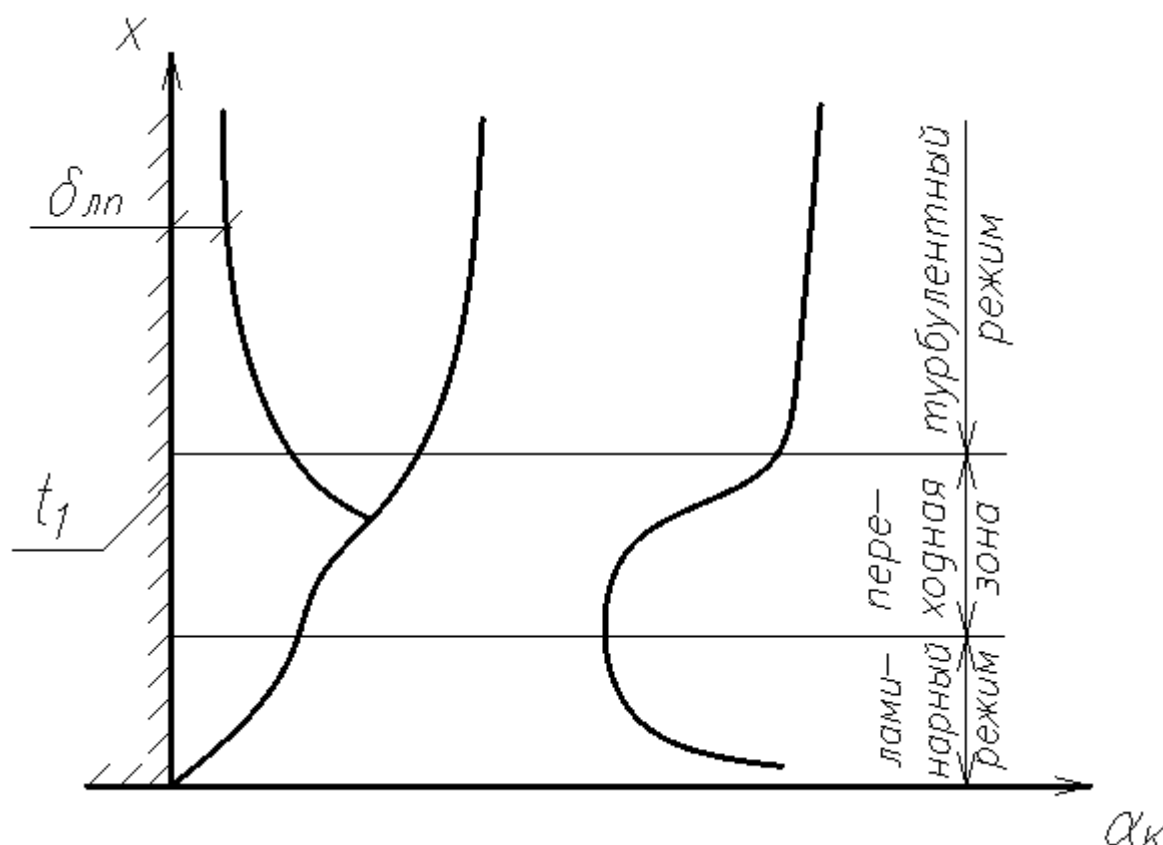


Рисунок 26.7. Пограничные слои у нагретой стенки и коэффициент конвективного теплообмена

Процесс теплообмена на поверхности ограждения в ламинарной и турбулентной зонах происходит различно.

Около поверхности температура и скорость воздуха изменяются по направлению его движения, причем температура меняется в пределах теплового пограничного слоя, а скорость затухает в пределах гидродинамического пограничного слоя. В общем случае размеры этих слоев не совпадают. Толщина ламинарного пограничного слоя $\delta_{л,n}$ растет по высоте, в переходной области происходит резкое увеличение толщины пограничного слоя, а в турбулентной области она остается неизменной.

Из классического курса теплопередачи известно, что интенсивность естественного конвективного потока для любых форм поверхностей и сред в обобщенном виде определяются произведением критериев Грасгофа ($Gr = \beta g l^3 \Delta t / \nu^2$) и Прандтля ($Pr = \nu / a$). Для воздуха помещения при температуре 20°C, произведение этих критериев, подсчитанное В.Н.Богословским в [3], равно $GrPr = [(1/293) \cdot 9,81 \cdot l^2 \Delta t / (15,06 \cdot 10^{-6})^2] \cdot 0,709 = 0,148 \cdot 0,709 \cdot 10^8 \cdot l^3 \Delta t \approx 1,05 \cdot 10^8 \cdot l^3 \Delta t$, (здесь β – коэффициент температурного расширения воздуха равный $1/T = 1/293 \text{ K}^{-1}$; g – ускорение силы тяжести, равное $9,81 \text{ м/с}^2$; ν – коэффициент кинематической вязкости воздуха; при температуре воздуха 20°C равный $15,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; Pr – критерий Прандтля, для воздуха с температурой 20°C равный $0,709$, l – определяющий размер поверхности в направлении потока воздуха, м; Δt – разность между температурой поверхности и воздуха, °C;).

Переход от ламинарного к турбулентному режиму течения происходит на некотором расстоянии $h_{кр}$ от начала поверхности (рисунок 26). По данным Эккерта для воздуха этот переход происходит при критическом значении критерия Грасгофа $Gr = 10^9$. Тогда $1,05 \cdot 10^8 \cdot l^3 \Delta t / 0,709 = 10^9$, и критическое расстояние, на котором происходит переход от ламинарного к турбулентному режиму, равно:

$$h_{кр} \approx 1,89 \cdot \Delta t^{-1/3} \quad (6.31)$$

и, как видно, зависит от перепада между значениями температуры воздуха и поверхности.

В помещении имеют место как зона турбулентного течения воздуха у поверхности ограждения, так и зона ламинарного режима. Причем, чем больше разность температуры воздуха и поверхности, тем меньше ламинарная зона. Если говорить только о внутренних поверхностях наружных ограждающих конструкций, то в зданиях с теплозащитой, соответствующей нормам, введенным с 2000 года, эта разность, как правило, менее 2 °С, и ламинарная область занимает значительное место. Уверенно сказать, что большую часть поверхности занимает турбулентная зона, можно про окно, так как в расчетных условиях холодного периода года в средней полосе России разность температур окна и воздуха превышает 6°С. Преимущественно турбулентный режим течения воздуха у внутренних поверхностей наружных ограждений принимался для зданий, построенных до 2000 года.

Коэффициент конвективного теплообмена на внутренней поверхности ограждения при естественной конвекции

Для расчета коэффициента конвективного теплообмена в турбулентной области сначала А.М.Шкловером [19], а затем В.Н.Богословским [3], были предложены формулы для расчета коэффициента конвективного теплообмена исходя из преимущественно турбулентного течения воздуха у внутренних поверхностей ограждения, для которого М.А.Михеевым [9] на основе экспериментальных данных приводится зависимость:

$$Nu = 0,135\sqrt[3]{Gr \cdot Pr} = 0,135\sqrt[3]{1,05 \cdot 10^8 \cdot \Delta t \cdot l^3} \quad (6.32)$$

Так как $Nu = \frac{\alpha_k \cdot l}{\lambda}$, то при температуре внутреннего воздуха 20°С коэффициент конвективного теплообмена для ограждений равен:

$$\alpha_k = A \Delta t^{1/3} \quad (6.33)$$

Для вертикальных поверхностей $\alpha_k = 1,67 \cdot \Delta t^{1/3}$, для горизонтальной нагретой поверхности, обращенной вверх, или охлажденной, обращенной вниз, $\alpha_k = 2,27 \Delta t^{1/3}$, для горизонтальной нагретой поверхности, обращенной вниз, или охлажденной, обращенной вверх, $\alpha_k = 1,17 \Delta t^{1/3}$ (рисунок 6.8).

Следует отметить, что, если температура воздуха отличается от 20°C, при которой были получены коэффициенты в вышеприведенных формулах, то эти коэффициенты будут уменьшаться на 1% при увеличении температуры воздуха на 10°C, и, наоборот, возрастать при падении температуры воздуха на 10°C [3].

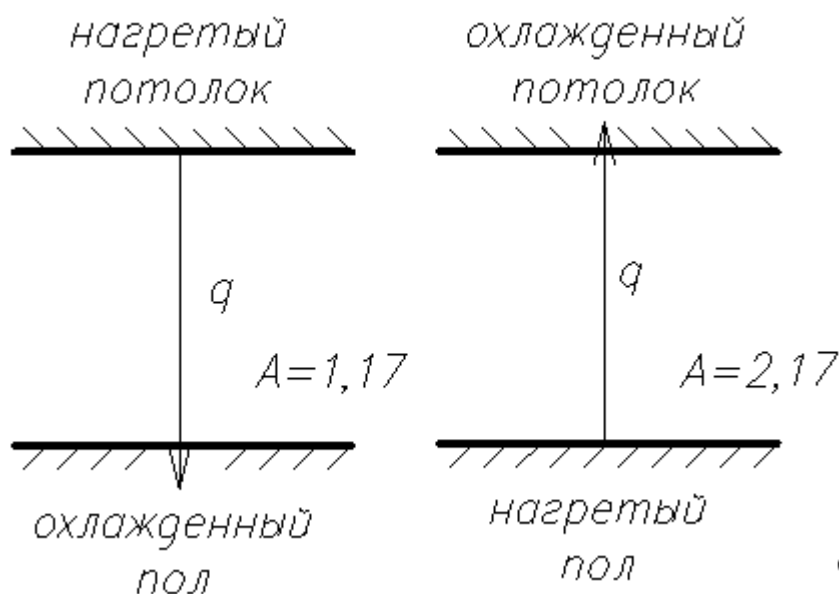


Рисунок 6.8. Коэффициент A для нагретых и охлажденных поверхностей в помещении

Из уравнения (6.33) видно, что величина конвективного теплообмена в турбулентной области зависит только от разности между температурой воздуха и внутренней поверхности ограждения.

Для ламинарной зоны В.Н.Богословским [3] из критериального выражения, определяющего интенсивность теплообмена в произвольном сечении x при $Pr=0,709$:

$$Nu_x = 0,356 \cdot (Gr)^{1/4} \quad (6.34)$$

Выведена формула расчета среднего по длине l значения коэффициента конвективного теплообмена α_k , Вт/м²·°С. Для вертикальных ограждений при температуре воздуха 20°С он равен:

$$\alpha_k = 1,39 \cdot (\Delta t/l)^{1/4} \quad (6.35)$$

Формула (4.35) приводит даже к завышенным значениям коэффициентов конвективного теплообмена по сравнению с полученными из экспериментальных исследований [1]. Для горизонтальной нагретой поверхности, обращенной вверх, или охлажденной, обращенной вниз, величина коэффициента конвективного теплообмена составит:

$$\alpha_k = 1,89 \cdot (\Delta t/l)^{1/4} \quad (6.36)$$

Для горизонтальной нагретой поверхности, обращенной вниз, или охлажденной, обращенной вверх:

$$\alpha_k = 0,971 \cdot (\Delta t/l)^{1/4} \quad (6.37)$$

Особенности конвективного теплообмена на поверхности в помещении

Экспериментально доказано, что стесненность условий для конвекции в реальном помещении приводит к некоторым особенностям формирования коэффициентов конвективного теплообмена на его поверхностях [3]:

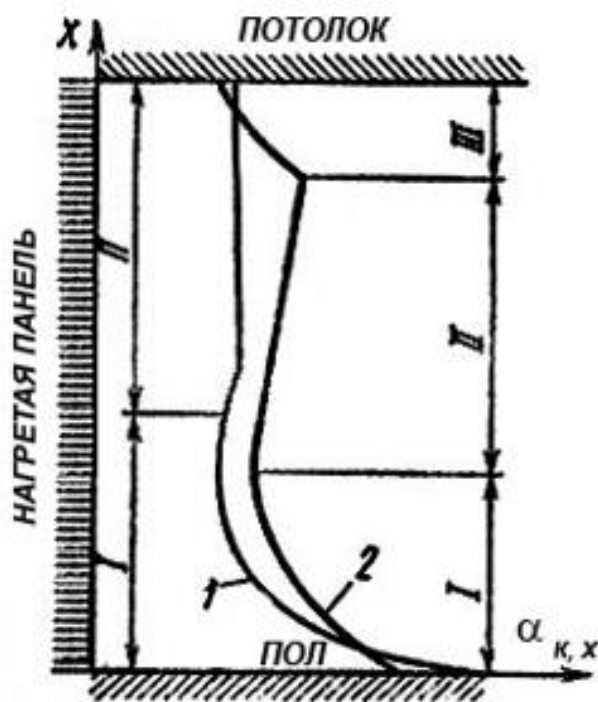


Рисунок 6.9. Качественное сопоставление локальных значений коэффициентов конвективной теплоотдачи вертикальной нагретой поверхности, расположенной 1 – свободно, 2- в ограниченном объеме помещения. I – ламинарная зона теплообмена, II – турбулентная зона, III – зона торможения

На рисунке 6.9 приведены качественные графики характера изменения локальных значений коэффициента конвективной теплоотдачи $\alpha_{к,х}$ на вертикальной поверхности нагретой панели, занимающей всю высоту помещения.

Кривая 1 относится к случаю свободной конвекции, 2 – к случаю естественной конвекции в стесненных условиях помещения. Из сравнения графиков можно отметить следующие последствия стеснения:

1. Образуется зона торможения.
2. В турбулентной области значения коэффициентов конвективной теплоотдачи $\alpha_{к,х}$ больше, чем при свободной конвекции и зависят от координаты.
3. Ламинарная область короче. В начале ламинарной зоны $\alpha_{к,х}$ имеет меньшие значения, чем при свободной конвекции, но с высотой они быстро возрастают и становятся больше значений на кривой 1.
4. Интенсивность конвективного теплообмена в помещении в среднем намного выше, чем при свободной конвекции.

Коэффициент конвективной теплоотдачи на внутренней поверхности ограждения с учетом общей подвижности воздуха в помещении

В помещении всегда есть подвижность воздуха, не зависящая от естественной конвекции на поверхностях ограждений, поэтому конвективный теплообмен принимает характер смешанной (естественной и вынужденной) конвекции. Для учета общей подвижности воздуха в помещении В.Н.Богословский [3] предложил энергетический подход, при котором, зная вынужденную подвижность v_v воздуха в помещении, можно было бы установить разность температур Δt_v , формирующую конвективный поток вдоль поверхности с такой же интенсивностью теплообмена. Для этого потенциальную энергию естественного конвективного потока надо приравнять кинетической энергии вынужденного движения воздуха. Потенциальная энергия естественной конвекции за счет разности температур Δt_v в гравитационном поле равна $W = l \cdot \beta \cdot \Delta t_v$ (β - коэффициент температурного расширения воздуха, $\beta = 1/273 \text{ } 1/K$), а кинетическая энергия движущегося воздуха со скоростью v_e в вынужденном потоке составит $W_k = (v_e)^2 / 2g$. Считая потери на трение пренебрежимо малыми, получим:

$$(v_e)^2 / 2g = l \cdot \beta \cdot \Delta t_v \quad (6.38)$$

Принимая во внимание положение [3] о том, что теплообмен в потоке свободной конвекции оказывается таким же, как и в вынужденном потоке, если скорость свободного движения v_e равна половине максимальной скорости вынужденного потока v_v , получаем:

$$\begin{aligned} \Delta t_v &= (v_v)^2 / (2g \cdot l \cdot \beta) = (2v_e)^2 / (2g \cdot l \cdot \beta) = \\ &= 293 \cdot (2v_e)^2 / (2 \cdot 9,81 \cdot l) \approx 60 (v_e)^2 / l \end{aligned} \quad (6.39)$$

Можно принять условную разность температур $\Delta t_{\text{усл}}$, как сумму разностей температуры при свободной конвекции Δt и при вынужденной Δt_v :

$$\Delta t_{\text{усл}} = \Delta t + \Delta t_v \quad (6.40)$$

В качестве определяющего размера l принимается для стен высота помещения, а для полов и потолков их длина.

$$\alpha_k = A \sqrt[3]{\Delta t_{\text{усл}}} \quad (6.41)$$

6.3. Общий теплообмен в помещении

Система уравнений теплообмена в помещении

Теплообмен помещения описывается системой уравнений, описывающих тепловые балансы каждой поверхности в помещении и тепловой баланс воздуха помещения.

Тепловой баланс поверхности в помещении включает в себя (рис. 6.9) лучистый теплообмен со всеми другими ограждениями с общей радиационной температурой t_R , конвективный теплообмен с воздухом, имеющим температуру t_v , тепловой поток, идущий вглубь ограждения за счет теплопередачи к наружной среде с температурой t_n , а также лучистый поток от внутреннего источника или от непосредственно проникшей в помещение через окно солнечной радиации q .

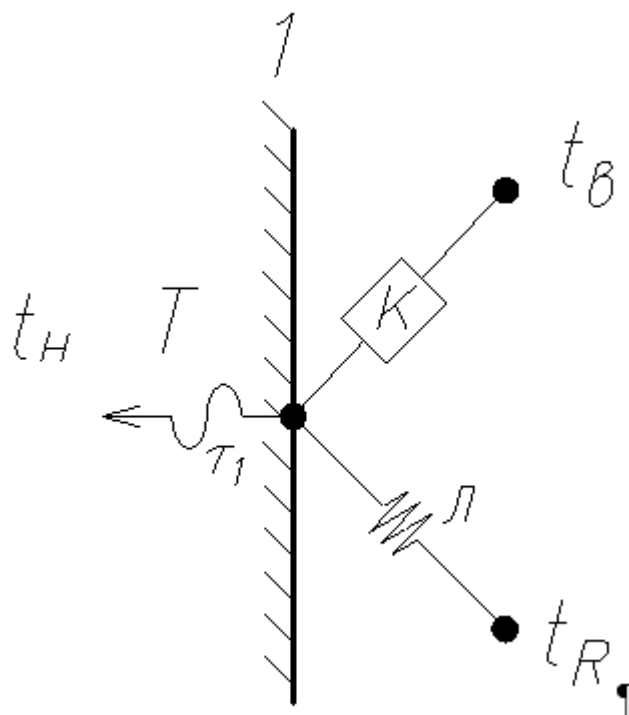


Рисунок 6.9. Схема теплообмена поверхности в помещении. K – конвективный теплообмен, $Л$ – лучистый теплообмен, T - теплопроводность

Для стационарных условий уравнение теплового баланса поверхности помещения, имеющей температуру τ_1 можно записать в виде:

$$\alpha_K(t_B - \tau_1) + \alpha_L(t_R - \tau_1) + k'(t_H - \tau_1) + q = 0 \quad (6.42)$$

где q – интенсивность падающего на внутреннюю поверхность ограждения лучистого теплового потока, Вт/м²;

k' – неполный коэффициент теплопередаче наружного ограждения 1, Вт/(м²·°С):

$$k' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}} \quad (6.43)$$

Тепловой баланс воздуха в помещении включает в себя конвективный теплообмен воздуха с каждой поверхностью помещения и конвективную теплоту, которую могут внести вентиляционные или инфильтрационные потоки входя-

щего в помещение воздуха и конвективные тепловыделения от внутренних источников:

$$\Sigma \alpha_k (\tau_i - t_e) + Lc\rho(t_{np} - t_e) + Q_k = 0 \quad (6.44)$$

где L – расход приточного или инфильтрационного воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$;

$c\rho$ – объемная теплоемкость воздуха, $\text{Дж}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C})$;

t_{np} – температура, входящего в помещение воздуха, $^\circ\text{C}$;

Q_k – конвективный тепловой поток от внутренних источников, Вт.

Решение системы уравнений, состоящей из тепловых балансов поверхностей, обращенных в помещение, и теплового баланса воздуха выявит температуры поверхностей ограждений и температуру воздуха.

Температура помещения

Для характеристики температурной обстановки в помещении наиболее общей является температура помещения t_n :

$$t_n = \frac{t_e + t_R}{2} \quad (6.45)$$

Применив температуру помещения можно сложный (лучисто-конвективный) теплообмен на поверхности в помещении описать с помощью общего коэффициента теплоотдачи на поверхности α_b :

$$q_1 = \alpha_k (\tau_1 - t_e) + \alpha_l (\tau_1 - t_R) = \alpha_b (\tau_1 - t_n) \quad (6.46)$$

тогда коэффициент:

$$\alpha_b = \alpha_k \frac{(\tau_1 - t_e)}{\tau_1 - t_n} + \alpha_l \frac{(\tau_1 - t_R)}{\tau_1 - t_n} \quad (6.47)$$

Если $t_e = t_R = t_n$, то $\alpha_b = \alpha_k + \alpha_l$.

Упрощения полной системы уравнений

На практике применяется два основных шага упрощения:

- упрощение Киссина-Листова [3], когда поверхности в помещении делятся на 3 группы: охлаждаемые, нагреваемые, нейтральные и воздух основного объема. Всего 4 уравнения;
- упрощение, сводящее весь теплообмен в помещении к одному уравнению общего теплообмена в помещении.

Примером использования одного уравнения может служить задача о восполнении теплопотерь помещения потолочной панелью отопления. Нас интересует теплообмен между нагретой поверхностью панели и охлажденной поверхностью наружного ограждения. Уравнение теплообмена панели с помещением выглядит следующим образом:

$$Q_{пан} = \alpha_{пан.л.} \cdot (\tau_{пан} - \tau_{н.о.}) A_{пан} + \alpha_{пан.к.} \cdot (\tau_{пан} - t_v) A_{пан} = Q_l + Q_k \quad (6.48)$$

Расчетная схема общего теплообмена в помещении состоит в том, что панель отдает теплоту конвекцией в воздух помещения и лучистым путем непосредственным теплообменом с наружным ограждением, а также косвенным путем, нагрев сначала внутренние ограждения, а через них наружное ограждение:

$$Q_l = Q_1 + \Delta Q_2 \quad (6.49)$$

где Q_1 – тепловой поток прямого лучистого теплообмена панели с наружным ограждением, Вт/м²;

ΔQ_2 – косвенный тепловой поток от панели к внутренним, а затем к наружному ограждению лучистый поток, Вт/м².

Лучистый теплообмен панели описываем через вводимый коэффициент полной облученности с панели на наружное ограждение, Φ :

Тогда коэффициент лучистого теплообмена в формуле (4.48) равен:

$$\alpha_{пан.л} = \varepsilon_{пан-н.о} \cdot C_0 \cdot \Phi \cdot b_{пан-н.о}. \quad (6.50)$$

6.4 Влияние ограждающих конструкций на комфортность тепловой обстановки в помещении

Комфортность тепловой обстановки помещения играет огромную роль в поддержании хорошего самочувствия, работоспособности и здоровья человека, так как большинство людей проводит в помещениях более 85% своей жизни. Температура внутренней поверхности ограждающих конструкций играет большую роль в формировании микроклимата помещения. Микроклиматические условия проживания и пребывания людей в зданиях и сооружениях признана Федеральным законом «О безопасности зданий и сооружений» [16] одним из важнейших факторов для защиты жизни и здоровья граждан.

Тепловой баланс человека

В организме человека протекают метаболические процессы в ходе которых энергия освобождается в виде теплоты и полезной работы мышц. **Метаболизм** (обмен веществ) - совокупность процессов, связанных с поглощением, превращением, хранением и выделением продуктов жизнедеятельности организма [2]. Метаболическая тепловая энергия – **теплопродукция** человеческого тела – в основном зависит от рода деятельности, в некоторой степени связана с возрастом и полом человека. Тепловой баланс организма [2] человека можно записать следующим образом:

$$Q_q = Q_q^{изл} + Q_q^{кон} + Q_q^{исп} + Q_q^{раб} + Q_q^{физ} \pm \Delta Q_q \quad (6.51)$$

где Q_q – теплопродукция человека, Вт;

$Q_q^{изл}$ – теплоотдача излучением, Вт;

$Q_q^{кон}$ – теплоотдача конвекцией, Вт;

$Q_u^{исп}$ – теплоотдача испарением с кожи человека, Вт;

$Q_u^{раб}$ – тепловой эквивалент выполняемой человеком работы, Вт;

$Q_u^{физ}$ – теплота, идущая на физиологические процессы организма человека, Вт;

ΔQ_u – дисбаланс теплоты, определяющий адаптацию системы терморегуляции человека к тепловой обстановке.

Энергетический коэффициент полезного действия обмена веществ человека по данным гигиенистов составляет не более 20%. Физиологические процессы требуют еще меньших затрат теплоты. Поэтому человек нуждается в постоянной отдаче теплоты в окружающую среду. Теплоотдача человеческого тела значительно зависит от одежды и тепловых факторов окружающей среды. Если условия среды таковы, что человек отдает не больше и не меньше теплоты, чтобы сохранить тепловой баланс без ощутимого дисбаланса, то такие условия человек оценивает как комфортные. Наличие дисбаланса теплоты вызывает нагрузку на систему терморегуляции человека. *Система терморегуляции* человека действует в результате 2-х факторов: потоотделения и изменения температуры поверхности кожи человека. Задача определения комфортности тепловой обстановки в помещении состоит в создании условий для теплоотдачи человеком в окружающую среду излучением, конвекцией и потоотделением необходимого количества энергии:

$$Q_u^{изл} + Q_u^{кон} + Q_u^{исп} = f(t_e, t_r, v_e, \varphi_e) \quad (6.52)$$

где t_e – температура воздуха помещения, °С;

t_r – радиационная температура относительно человека, °С;

v_e – скорость (подвижность) воздуха в помещении, м/с;

φ_e – относительная влажность воздуха помещения.

Таким образом, организм человека является саморегулирующейся системой, физиологический механизм которой направлен на сохранение постоянства

внутренней температуры путем обеспечения соответствия вырабатываемой теплоты количеству теплоты, отдаваемому во внешнюю среду. Механизмы терморегуляции активизируются раздражением кожных терморецепторов под влиянием тепловых воздействий среды и непосредственным раздражением центров терморегуляции в мозге за счет изменения температуры крови [7].

Температура внутренней поверхности ограждающих конструкций прямо влияет на радиационный теплообмен человека, а косвенно участвует в формировании температуры воздуха, а, следовательно, и в конвективном теплообмене и в теплообмене за счет испарения. Следует отметить специфику радиационного теплообмена человека. Она заключается в глубоком проникновении в ткани тела человека длинноволновых тепловых волн, испускаемых охлажденной или нагретой поверхностью [8]. Поэтому радиационное переохлаждение или перегрев могут привести не только к дискомфорту, но и к болезни человека.

Так как теплопродукция человека зависит от вида деятельности, на основе интенсивности энергозатрат людей, занятых на производстве, выделены *категории работ*. К категории 1а относятся работы с интенсивностью энергозатрат до 139 Вт, производимые сидя и сопровождающиеся незначительным физическим напряжением (ряд профессий на предприятиях точного приборо- и машиностроения, на часовом, швейном производствах, в сфере управления и т.п.). К категории 1б относятся работы с интенсивностью энергозатрат 140-174 Вт, производимые сидя, стоя или связанные с ходьбой и сопровождающиеся некоторым физическим напряжением (ряд профессий в полиграфической промышленности, на предприятиях связи, контролеры, мастера в различных видах производства и т.п.). К категории IIа относятся работы с интенсивностью энергозатрат 175-232 Вт, связанные с постоянной ходьбой, перемещением мелких (до 1 кг) изделий или предметов в положении стоя или сидя и требующие определенного физического напряжения (ряд профессий в механо-сборочных цехах машиностроительных предприятий, в прядильно-ткацком производстве и т.п.). К категории IIб относятся работы с интенсивностью энергозатрат 233-290 Вт,

связанные с ходьбой, перемещением и переноской тяжестей до 10 кг и сопровождающиеся умеренным физическим напряжением (ряд профессий в механизированных литейных, прокатных, кузнечных, термических, сварочных цехах машиностроительных и металлургических предприятий и т.п.). К категории III относятся работы с интенсивностью энергозатрат более 290 Вт, связанные с постоянным передвижением, перемещением и переноской значительных (свыше 10 кг) тяжестей и требующие больших физических усилий (ряд профессий в кузнечных цехах с ручной ковкой, литейных цехах с ручной набивкой и заливкой опок, машиностроительных и металлургических предприятий и т.п.).

Основные понятия, относящиеся к микроклимату помещения

В соответствии с [16] **микроклимат помещения** – метеорологические условия внутренней среды помещений, которые определяются действующими на организм человека сочетаниями температуры, влажности, скорости движения воздуха.

Внутренние *тепловые условия в помещении* могут быть заданы исходя из 3-х задач:

- поддержание комфортности для человека;
- создание требуемых условий для технологического процесса;
- удовлетворение комфортно-технологических требований.

Система кондиционирования микроклимата должна обеспечить расчетные условия в пределах *обслуживаемой зоны помещения* (рабочей зоны, зоны обитания) [6]. Это пространство в помещении, ограниченное плоскостями, параллельными полу и стенам: на высоте 0,1 и 2,0 м над уровнем пола (но не ближе, чем 1 м от потолка при потолочном отоплении), на расстоянии 0,5 м от внутренних поверхностей наружных и внутренних стен, окон и отопительных приборов. Расчетные тепловые внутренние условия в помещении состоят в основном:

- из температурных условий – температуры воздуха t_g , радиационной температуры t_r и температуры помещения (результатирующей температуры) t_n ;
- аэродинамических условий – подвижности воздуха v_g ;
- влажностных условий ϕ_g, d_g, e_g .

При этом **радиационная температура помещения** понимается как усредненная по площадям температура внутренних поверхностей ограждений помещения и отопительных приборов. Более точно радиационная температура относительно человека, стоящего посредине обслуживаемой зоны рассчитывается по выражению (4.31). Ее можно переписать в виде:

$$t_R = \sum \varphi_{q-i} \cdot t_i \quad (6.53)$$

где φ_{q-i} – коэффициенты облученности с поверхности человека (ч) в сторону окружающих его поверхностей, имеющих температуру t_i .

Коэффициенты облученности можно определить по графикам рисунок 30, построенным И.И. Шаркаускасом с помощью светового моделирования [3], при котором тело человека было заменено цилиндром высотой 1,8 м и диаметром 0,28 м.

Результатирующая температура помещения t_n – комплексный показатель радиационной температуры t_R и температуры воздуха t_g помещения, определяемый по [6] при скорости движения воздуха до 0,2 м/с как их среднеарифметическое значение:

$$t_n = \frac{t_R + t_g}{2} \quad (6.54)$$

а при скорости движения воздуха от 0,2 до 0,6 м/с t_n по формуле:

$$t_n = 0,4t_R + 0,6t_g \quad (6.55)$$

Формула (6.55) учитывает преимущественное влияние на ощущение человека температуры воздуха, так как при большей подвижности воздуха конвективный теплообмен усиливается.

В натурных условиях результирующую температуру можно определить по измеренным температурам всех внутренних поверхностей ограждающих кон-

струкций, отопительных приборов и воздуха, либо по данным измерений шаровым термометром.

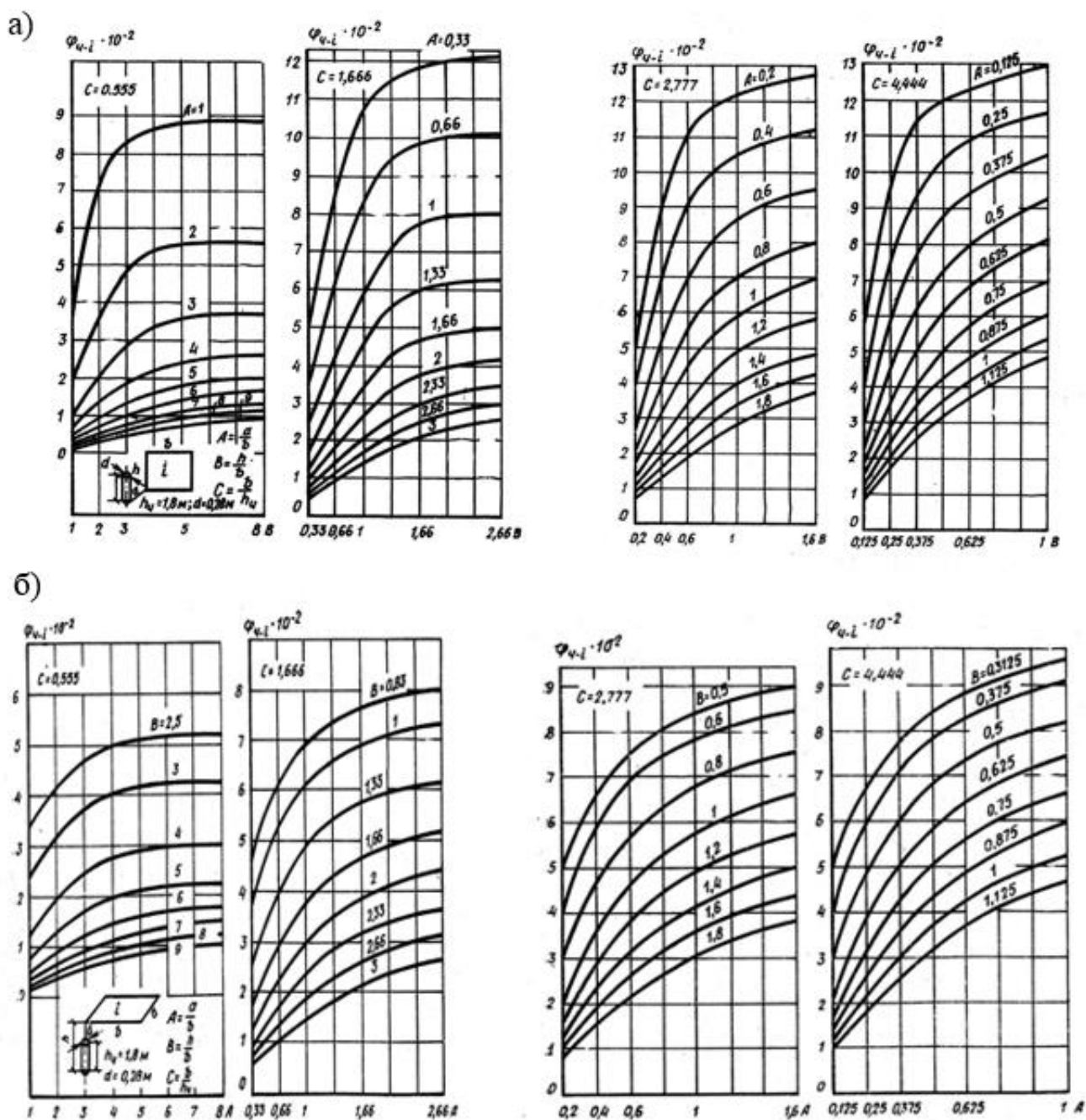


Рисунок 6.10. Коэффициенты облученности с человека на поверхности помещения а – на стены; б – на потолок

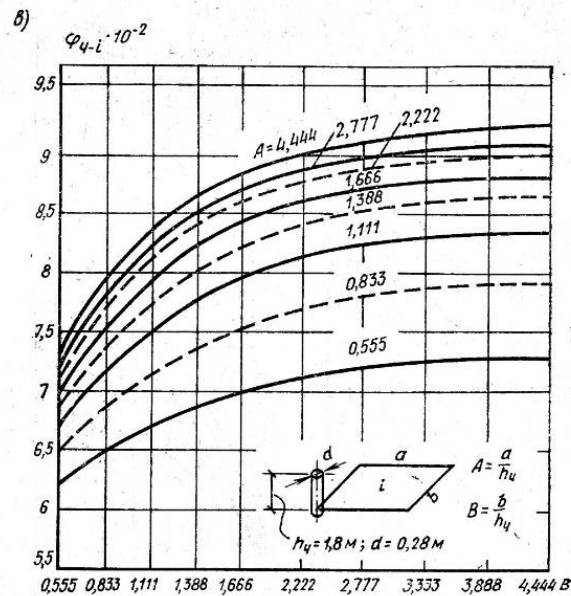


Рисунок 6.11. Коэффициенты облученности с человека на поверхности помещения: в – на пол

Шаровой термометр для определения результирующей температуры представляет собой зачерненную снаружи (степень черноты поверхности не ниже 0,95) полую сферу, изготовленную из меди или другого теплопроводного материала, внутри которой помещен либо стеклянный термометр, либо термоэлектрический преобразователь. Рекомендуемый [6] диаметр сферы 150 мм. Толщина стенок сферы должна быть минимальной. Например, из меди – 0,4 мм. Время нахождения шарового термометра в точке замера перед измерением не менее 20 мин.

Измеренная в центре шара температура шарового термометра является равновесной температурой от радиационного и конвективного теплообмена между шаром и окружающей средой.

По замерам шаровым термометром может быть вычислена радиационная температура помещения, °С, по формуле:

$$t_R = t_n + m\sqrt{V(t_n - t_g)} \quad (6.56)$$

где t_n – результирующая температура по шаровому термометру, °С;

V – скорость движения воздуха, м/с;

m – константа, равная 2,2 при диаметре сферы до 150 мм, при большем диаметре рассчитывается по формуле:

$$m = 2,2(0,15/d)^{0,4} \quad (6.57)$$

здесь d – диаметр сферы, м.

Еще одним важным параметром внутренней среды помещения, на который оказывает влияние температура внутренних поверхностей ограждающих конструкций, является *локальная асимметрия результирующей температуры* в помещении – разность результирующих температур в точке помещения, определенных шаровым термометром для двух противоположных направлений. Локальная асимметрия результирующей температуры важна в холодный период года для людей, находящихся на границе обслуживаемой зоны у витражей, или у холодных стеновых панелей лучистого охлаждения помещения в теплый период года.

Шаровой термометр для определения локальной асимметрии результирующей температуры представляет собой полую сферу, у которой одна половина шара имеет зеркальную поверхность (степень черноты поверхности не выше 0,05), а другая – зачерненную поверхность (степень черноты поверхности не ниже 0,95). Зеркальную поверхность образуют гальваническим методом путем нанесения хромового покрытия. Допускается наклеивание полированной фольги.

Разные люди на одни и те же условия могут реагировать по-разному. Поэтому сочетания параметров, выделяемые нормами как комфортные для людей ориентированы на большинство. Показатели микроклимата в зависимости от требований норм [6] или заказчика делятся на оптимальные и допустимые. **Оптимальные параметры микроклимата** [6] – сочетание значений показателей микроклимата, которые при длительном и систематическом воздействии на человека обеспечивают нормальное тепловое состояние организма при мини-

мальном напряжении механизмов терморегуляции и ощущение комфорта не менее чем у 80% людей, находящихся в помещении. **Допустимые параметры микроклимата** при длительном и систематическом воздействии на человека могут вызвать общее и локальное ощущение дискомфорта, ухудшение самочувствия и понижение работоспособности при усиленном напряжении механизмов терморегуляции и не вызывают повреждений или ухудшения состояния здоровья.

В зависимости от продолжительности пребывания человека в помещении к его микроклиматическим показателям выдвигаются разные по жесткости требования. Поэтому выделяются **помещения с постоянным пребыванием людей** - помещение, в котором предусмотрено пребывание людей непрерывно в течение более двух часов.

Так как в различное время года, люди адаптированы к различным температурным условиям, выделяется теплый и холодный периоды года. **Холодный период года** характеризуется среднесуточной температурой наружного воздуха, равной 8°C и ниже. К **теплому периоду года** относится период со среднесуточной температурой наружного воздуха выше 8 °C.

Условия комфортности температурной обстановки в помещении

В жилых, общественных и производственных помещениях должны выдерживаться комфортные для человека тепловые условия на допустимом или оптимальном уровне в зависимости от требований норм или заказчика строительства объекта (в сторону ужесточения). Инженерные системы обеспечения микроклимата помещений и теплозащита зданий поддерживают требуемые параметры внутренней среды в пределах обслуживаемой зоны помещения. В.Н. Богословский сформулировал [3] два условия комфортности.

Первое условие комфортности касается общей температурной обстановки в помещении. Оно устанавливает связь между температурой воздуха t_a и радиационной температурой t_R помещения, при которых человек в центре обслу-

живаемой зоны испытывает комфорт. Одна и та же требуемая температура помещения (результатирующая температура) t_n в соответствии с выражением (4.58)-(4.59) может быть достигнута при различных t_e и t_R . Первое условие комфортности выдвигает ограничения на разброс их значений. Для зданий, построенных до 1994 года, В.Н. Богословский предложил зависимости для связи этих параметров:

- для зимы:

$$t_R = 1,57t_n - 0,5t_e \pm 1,5 \quad (6.58)$$

- для лета:

$$t_R = 1,5t_n - 0,5t_e \pm 1,5 \quad (6.59)$$

Действующие нормы [6] в табличной форме задают диапазоны комфортных температуры воздуха и результирующей температуры для детских учреждений, жилых и различных общественных зданий, а [5] и [12] дифференцируют комфортные сочетания t_e и t_R в зависимости от категории работы.

По существу задание диапазонов температуры воздуха и радиационной или результирующей температуры является регламентацией первого условия комфортности, которое должно выполняться внутри обслуживаемой зоны помещения.

Второе условие комфортности определяет температурный комфорт для человека, находящегося на границе обслуживаемой зоны в непосредственной близости от нагретой и охлажденной поверхности. Второе условие комфортности связано с наибольшей или наименьшей интенсивностью лучистого теплообмена. Тепловой баланс должен быть такой, чтобы тепловой поток с наиболее невыгодно расположенной и наиболее чувствительной к излучению элементарной площадки на теле человека q_{dF} был направлен от человека. Известно, что наиболее чувствительна к лучистому перегреву голова, а к переохлаждению шейно-плечевой отдел.

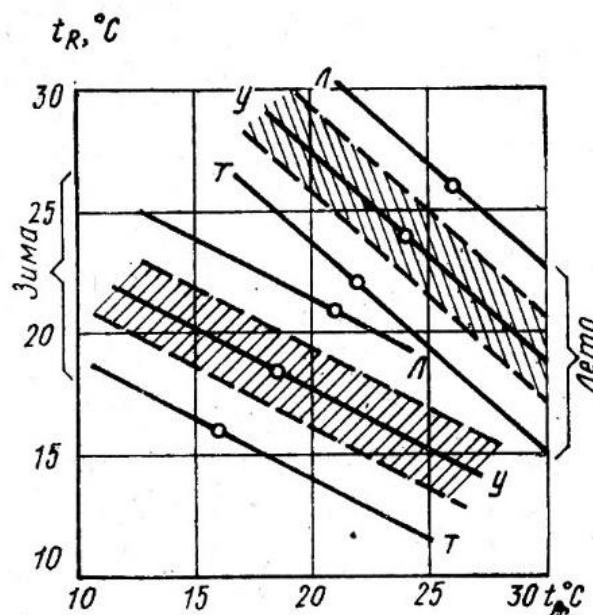


Рис. 6.12. График определения условий комфортности температурной обстановки (первое условие) в помещении: Т – тяжелая работа; У – умеренная работа; Л – легкая работа (область допустимых отклонений температур показана штриховкой только для умеренной работы)

Таблица 6.1

Запись второго условия комфортности для различных условий [3]

	Зима	Лето
Нагретая поверхность	$\tau_{п.нагр.}^{доп} = 19,2 + \frac{8,7}{\varphi_{ч-п}}$	$\tau_{п.нагр.}^{доп} = 29 + \frac{4,7}{\varphi_{ч-п}}$
Охлажденная поверхность	$\tau_{п.охл.}^{доп} = 23 - \frac{5}{\varphi_{ч-п}}$	$\tau_{п.охл.}^{доп} = 25 - \frac{5}{\varphi_{ч-п}}$
Для окна	$\tau_{п.ок.}^{доп} = 14 - \frac{4,4}{\varphi_{ч-ок}}$	

Из опытов известно, что элементарная площадка на голове человека должна отдавать в окружающую среду излучением тепловой поток в диапазоне $11,6 < q_{dF} < 69,6$ Вт/м², допускаются менее жесткие условия $0 < q_{dF} < 93$ Вт/м². В таблице 3 приведены уравнения для второго условия комфортности.

Приведенные условия комфортности используются при определении допустимых значений температуры на потолочных и стеновых панелях охлаждения

и отопления. Кроме того, они могут быть использованы для выяснения, достаточно ли сопротивление теплопередачи витража.

6.5 Теплоустойчивость ограждения

Часто при определении нагрузок на системы кондиционирования воздуха возникают задачи, связанные с оценкой периодически изменяющихся теплопоступлений в помещение. Брать нагрузку по максимуму - значит завышать требуемую мощность охлаждения, так как максимальная нагрузка непродолжительна. Средняя за время работы кондиционера может оказаться заниженной. Для периодических задач в СССР была разработана **теория теплоустойчивости**, позволяющая найти решение этих задач. У истоков теории теплоустойчивости стояли О.Е.Власов [4], Г.А.Селиверстов [13], Е.Г.Швидковский [17], С.И.Муромов [10], А.М.Шкловер [18], Л.А.Семенов [14].

Теплоустойчивость ограждения – это его свойство поддерживать относительно постоянное постоянство температуры при изменении тепловых воздействий.

Теория теплоустойчивости построена на решении задач при **гармонических** (изменяющихся по синусоиде) **тепловых воздействиях**. Любая другая периодическая кривая изменения воздействия может быть разложена в ряд Фурье и задача решена относительно каждой гармонике этого ряда. После этого все решения складываются.

В теории теплоустойчивости рассматриваются два аспекта периодических тепловых воздействий:

- по отношению к внутренним тепловым воздействиям;
- по отношению к наружным тепловым воздействиям.

Коэффициент теплоусвоения материала

Если на плоскую поверхность полуограниченного массива какого-либо однородного материала воздействует гармонический тепловой поток с амплитудой A_Q , то колебания температуры этой поверхности тоже будут гармоническими. Обозначим амплитуду этих колебаний A_τ . Чем более теплоустойчив материал, тем меньше амплитуда его колебаний. Отношение амплитуд A_Q к A_τ

служит характеристикой теплоустойчивости материала и называется *коэффициентом теплоусвоения материала* s :

$$s = \frac{A_o}{A_\tau}. \quad (6.60)$$

Таким образом, коэффициент теплоусвоения материала характеризует способность материала более или менее интенсивно воспринимать теплоту при колебаниях температуры на его поверхности. Коэффициент теплоусвоения материала имеет размерность, Вт/(м²·°C). Величина коэффициента теплоусвоения зависит от его теплофизических свойств и периода T , с которым происходят колебания воздействующего теплового потока:

$$s = \sqrt{\frac{2\pi\lambda c\rho}{T}}. \quad (6.61)$$

Значения s при суточном периоде колебаний для большого числа строительных материалов приведено в [15]. Для суточного периода коэффициент теплоусвоения материала равен $s = 0,00852\sqrt{\lambda c\rho}$ Вт/(м²·°C). Формула (3.36) показывает, что коэффициент теплоусвоения материала увеличивается с уменьшением периода T . В пределе, когда $T=0$, т.е. колебания теплового потока отсутствуют, $s \rightarrow \infty$. В этом случае по формуле (6.60) получим, что $A_\tau=0$, то есть колебания температуры на внутренней поверхности полугораниченного массива будут отсутствовать, что относится к стационарному режиму.

Слой резких колебаний. Показатель тепловой инерции слоя D

Колебания температуры на внутренней поверхности ограждения вызывают колебания температуры в толще ограждения. По мере удаления от внутренней поверхности амплитуды колебания температуры будут постепенно уменьшаться, т.е. затухать в толще ограждения. Кроме этого по мере удаления от внутренней поверхности ограждения происходит еще запаздывание этих колебаний.

Т.е. максимум температуры в каждой точке сечения ограждения будет наблюдаться тем позже, чем дальше эта точка от внутренней поверхности. Расстояние между двумя точками, температура в которых колеблется одинаково, другими словами, если запаздывание колебаний в какой-то точке равно периоду T , то расстояние между этими точками называется **длиной волны** l . Для условной и весьма приближенной характеристики числа волн, укладываемых в толще ограждения, служит **показатель тепловой инерции** D , определяемый для однородного ограждения по формуле:

$$D = R \cdot s \quad (6.62)$$

Для многослойного ограждения с числом слоев I показатель тепловой инерции определяется как сумма показателей D для всех слоев:

$$D = \sum_{i=1}^I R_i \cdot s_i \quad (6.63)$$

Показатель тепловой инерции D является безразмерной величиной. С уменьшением периода колебаний теплового потока увеличивается показатель тепловой инерции ограждения, т.е. в толще ограждения укладывается большее число волн, уменьшается длина температурной волны и быстрее затухают температурные колебания. При увеличении периода колебаний происходит обратное явление.

Большое значение для понимания затухания температурных колебаний в толще ограждения имеет так называемый **слой резких колебаний**. Это слой, непосредственно примыкающий к внутренней поверхности ограждающей конструкции, в толще которого амплитуда колебаний температуры уменьшается в 2 раза. В слое резких колебаний располагается $1/8$ длины температурной волны. Слой резких колебаний характеризуется тем, что для него показатель тепловой

инерции равен 1, т.е. $D_{p.к.} = R_{p.к.} \cdot s = 1$, где $R_{p.к.}$ - термическое сопротивление слоя резких колебаний. Толщина δ слоя резких колебаний равна:

$$\delta = \frac{\lambda}{s} \quad (6.64)$$

Считается, что на величину колебаний температуры внутренней поверхности ограждения основное влияние оказывают теплофизические характеристики слоя резких колебаний.

Коэффициент теплоусвоения внутренней поверхности ограждения

Отношение амплитуды колебания теплового потока A_Q , воздействующего на внутреннюю поверхность ограждения, к амплитуде колебаний температуры на этой поверхности A_τ называется ***коэффициентом теплоусвоения внутренней поверхности ограждения***:

$$Y_{в.п} = \frac{A_Q}{A_\tau}, \quad (6.65)$$

Коэффициент теплоусвоения внутренней поверхности ограждения имеет размерность $Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$. Коэффициент теплоусвоения внутренней поверхности ограждения возрастает с уменьшением периода T колебаний теплового потока, и зависит главным образом от теплофизических характеристик материалов слоев, из которых состоит ограждение. Чем больше величина коэффициента теплоусвоения внутренней поверхности ограждения $Y_{в.п}$ при одной и той же величине A_Q , тем меньше будет амплитуда колебаний температуры A_τ на этой поверхности.

Приближенный расчет коэффициента теплоусвоения внутренней поверхности ограждения состоит в следующем. Если слой резких колебаний укладывается в прилегающий к внутренней поверхности слой, т. е. если:

$$D_1 \geq 1, \text{ то } Y_{в.п} = s_1 \quad (6.66)$$

Если слой резких колебаний захватывает следующий слой и для этого слоя $D_2 \geq 1$, то сначала определяется Y_2 поверхности стыка первого и второго слоев, который принимается равным коэффициенту теплоусвоения материала второго от внутренней поверхности ограждения слоя $Y_2 = S_2$, и тогда:

$$Y_{в.п} = \frac{R_1 s_1 + y_2}{1 + R_1 Y_2} \quad (6.67)$$

Если $D_i \geq 1$ имеет только слой n от наружной поверхности, то $Y_{n-1} = s_n$.

$$Y_{n-1} = \frac{R_{n-1} s_{n-1} + y_n}{1 + R_{n-1} Y_n} \quad (6.68)$$

Затем последовательно определяются по рекуррентной формуле (3.43) все Y_i до внутренней поверхности.

Если ограждение представляет собой тонкую перегородку толщиной δ , разделяющую два помещения с одинаковым колебанием температуры, то на оси этой перегородки отсутствует тепловой поток $A_Q = 0$. Если показатель тепловой инерции половины толщины перегородки $D_{\delta/2} \leq 1$, то на оси $Y_2 = 0$. Тогда по формуле (6.68):

$$Y_{в.п} = R_1 s_1^2 \quad (6.69)$$

Для безынерционного ограждения, например, для окна $Y_2 = \alpha_n$ и $s_1 = 0$. По формуле (6.67):

$$Y_{\epsilon,n} = \frac{y_2}{1 + R_1 Y_2} = \frac{\alpha_n}{1 + R_1 \alpha_n} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + R_1} = \frac{1}{R_{ок} - R_{\epsilon}} = K'_{ок} \quad (6.70)$$

где R_1 – термическое сопротивление окна, $\text{м}^2\cdot\text{°C}/\text{Вт}$;

$K'_{ок}$ – неполный коэффициент теплопередачи окна, $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{°C})$, равный:

$$K'_{ок} = \frac{1}{R_{ок} - R_{\epsilon}} \quad (6.71)$$

$R_{ок}$ – общее приведенное сопротивление теплопередаче окна, $\text{м}^2\cdot\text{°C}/\text{Вт}$.

Как было сказано в предыдущем параграфе на величину коэффициента теплоусвоения наибольшее влияние оказывают прилегающие к внутренней поверхности слои. Поэтому, если необходимо в помещении стабильно поддерживать постоянную температуру, стремясь к уменьшению амплитуды колебаний температуры на внутренней поверхности ограждений, надо с внутренней стороны располагать теплоустойчивые слои. Если же требуется быстрое изменение температуры поверхности ограждения после смены режима отопления, то надо внутреннюю поверхность ограждений отделывать легкими материалами с малым коэффициентом теплоусвоения. Это относится к прерывистому отоплению, когда на ночь тепловой поток отопления снижается, температура поверхности ограждения падает, а к началу рабочего дня эту температуру следует повысить. Чем с меньшим коэффициентом теплоусвоения материал будет лежать на внутренней поверхности ограждения, тем быстрее и экономичнее будет прерывистое отопление.

Коэффициент теплопоглощения ограждения

Коэффициент теплопоглощения ограждения по физическому смыслу равен отношению амплитуды колебаний теплового потока к амплитуде колебаний температуры воздуха около ограждения:

$$B_{\epsilon.n} = \frac{A_Q}{A_{t\epsilon}}. \quad (6.72)$$

Если пренебречь сдвигом колебаний во времени, то $A_Q = \alpha_{\epsilon}(A_{t\epsilon} - A_t)$. Это дает нам право написать:

$$\frac{1}{\alpha_{\epsilon}} = \frac{A_{t\epsilon}}{A_Q} - \frac{A_t}{A_Q} \text{ или } \frac{1}{B_{\epsilon.n}} = \frac{1}{\alpha_{\epsilon}} + \frac{1}{Y_{\epsilon}},$$

откуда

$$B_{\epsilon.n} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\epsilon}} + \frac{1}{Y_{\epsilon.n}}} \quad (6.73)$$

Теплоустойчивость наружного ограждения по отношению к внешним воздействиям

Считается, что температура наружного воздуха изменяется во времени z по закону правильного гармонического колебания с суточным периодом T вокруг своей средней за сутки величины $t_{н.о.}$:

$$t_n(z) = t_{н.о.} + A_{th} \cos \frac{2\pi}{T} z. \quad (6.74)$$

Температура на внутренней поверхности ограждения τ колеблется с тем же периодом T , запаздывая на ϵ часов:

$$\tau(z) = \tau_o + A_{\tau} \cos \frac{2\pi}{T} (z - \epsilon) \quad (6.75)$$

Средняя за период температура внутренней поверхности ограждения τ_o определяется по законам стационарной теплопередачи по известной средней за сутки температуре наружного воздуха $t_{н.о.}$. Для нахождения амплитуды колебаний температуры внутренней поверхности ограждения A_τ введен показатель – **затухание температурной волны в ограждении** ν :

$$A_\tau = \frac{A_{тн}}{\nu} \quad (6.76)$$

Затухание температурной волны показывает во сколько раз амплитуда температуры наружной среды больше амплитуды колебаний температуры внутренней поверхности ограждения, вызванных колебаниями температуры наружной среды. Величина затухания ν зависит от теплофизических характеристик материалов, из которых выполнены слои ограждения:

$$\nu = 0,9e^{\frac{D}{\sqrt{2}}} \frac{(s_1 + \alpha_n)(s_2 + Y_1)...(s_n + Y_{n-1})(\alpha_n + Y_n)}{(s_1 + Y_1)(s_2 + Y_2)...(s_n + Y_n)\alpha_n} \quad (6.77)$$

где $e=2,718$, основание натуральных логарифмов,

D – показатель тепловой инерции ограждающей конструкции;

$s_1, s_2, s_3, \dots s_n$ – коэффициенты теплоусвоения материалов слоев, 1, 2, 3...n, отсчитанных от внутренней поверхности, Вт/(м²·°C);

$Y_1, Y_2, Y_3 \dots Y_n$ – коэффициенты теплоусвоения наружных поверхностей отдельных слоев ограждения, определяемые, начиная с первого слоя от внутренней поверхности, Вт/(м²·°C);

α_n, α_n – коэффициенты теплоотдачи на внутренней и наружной поверхностях, Вт/(м²·°C).

Запаздывание температурной волны ϵ , ч, можно рассчитать по приближенной формуле:

$$\varepsilon=2,7 \quad D=0,4 \quad (6.78)$$

Чтобы получить большее затухание колебаний температуры, надо слой из более теплоустойчивого материала располагать с той стороны стенки, где коэффициент теплоотдачи меньше независимо от направления волны. Так как с внешней стороны наружных ограждений α_n в подавляющем большинстве случаев больше α_v , то теплоустойчивый слой надо делать изнутри, что кстати хорошо согласуется с необходимостью делать утепление с наружной стороны ограждения.

Затухание тепловой волны ν в стенке будет наименьшим, когда материалы ее лишены теплоустойчивости (т.е. $s=0$). Это практически возможно в двух случаях: когда удельная теплоемкость с этих материалов весьма мала или период колебаний T весьма велик. Наименьшим пределом для затухания температурной волны в ограждении является произведение $R_0 \cdot \alpha_v$. Если затухание равно или близко к предельному, любые изменения температуры наружной среды передается без запаздывания на внутреннюю поверхность стенки с уменьшением в $R_0 \cdot \alpha_v$ раз, т.е. как процесс стационарной теплопередачи.

6.6 Теплоустойчивость помещения

Теплоустойчивость помещения – это его свойство поддерживать относительное постоянство температуры при изменении тепловых воздействий. Теплоустойчивость помещения обеспечивается его ограждающими конструкциями, мебелью и оборудованием, объемом воздуха, воздухообменом помещения.

Теплоустойчивость помещения характеризуется двумя показателями: **показателем теплоусвоения помещения** $Y_{\text{п}}$ и **показателем теплопоглощения помещения** – $P_{\text{п}}$.

Основными характеристиками температурной обстановки в помещении при его нестационарном тепловом режиме служат амплитуды колебаний температуры внутреннего воздуха $A_{\text{тв}}$ и радиационной температуры помещения $A_{\text{тр}}$.

Если колебания температуры в помещении носят не гармонический характер, то амплитудой колебаний температуры считается максимальное отклонение от своей среднесуточной величины.

Наиболее распространенными видами изменения во времени тепловых воздействий являются *гармонические и прерывистые колебания теплопоступлений* в помещение.

Показателем теплоусвоения помещения Y_n , Вт/°С, принимается сумма произведений коэффициентов теплоусвоения внутренних поверхностей каждого из I ограждения Y_i , обращенных в помещение, и площади A_i этой поверхности:

$$Y_n = \sum_{i=1}^I Y_i \cdot A_i \quad (6.79)$$

Физический смысл показателя теплоусвоения помещения – отношение амплитуды колебания теплового потока, изменяющегося в помещении A_Q к амплитуде колебаний радиационной температуры помещения A_{tR} :

$$Y_n = \frac{A_Q}{A_{tR}} \quad (6.80)$$

Основной составляющей **показателя теплопоглощения помещения** P_n , Вт/°С, является **показатель теплопоглощения ограждений** $P_{огр}$, который в свою очередь является суммой произведений коэффициентов теплопоглощения внутренних поверхностей каждого из I ограждения P_i , обращенных в помещение, и площади A_i этой поверхности:

$$P_{огр} = \sum_{i=1}^I P_i \cdot A_i \approx \frac{1}{1/Y_n + 1/\alpha_B \sum A_i} \quad (6.81)$$

Кроме того, показатель теплопоглощения должен включать в себя теплопоглощение внутреннего объема воздуха и мебели помещения. Но эти показатели по сравнению с основным незначительны и поэтому их не учитывают. Значимой составляющей P_n является показатель **теплопоглощения вентиляционного воздухообмена** $P_{\text{вент}}$, Вт/°С:

$$P_{\text{вент}} = 0,28Lc\rho \quad (6.82)$$

где L – расход вентиляционного воздуха в помещение, м³/ч;

c – теплоемкость воздуха, $c=1,005$ кДж/(кг·°С);

ρ – плотность воздуха, по формуле (1.55), кг/м³.

Таким образом, принимается, что показатель теплопоглощения помещения равен:

$$P_n = P_{\text{огр}} + P_{\text{вент}} \quad (6.83)$$

Физический смысл показателя теплопоглощения помещения – отношение амплитуды колебания теплового потока, изменяющегося в помещении A_Q к амплитуде колебаний температуры воздуха помещения $A_{t_{\text{в}}}$:

$$P_n = \frac{A_Q}{A_{t_{\text{в}}}} \quad (6.84)$$

Амплитуда колебаний температуры воздуха в случае гармонических колебаний тепловых воздействий равна:

$$A_{t_{\text{в}}} = \frac{0,9 \cdot A_Q}{\frac{1}{1/Y_n + 1/\alpha_B \sum A_1} + P_{\text{вент}}} \quad (6.85)$$

где A_Q – амплитуда возмущающего теплового потока, Вт;

α_B - средний коэффициент теплообмена на внутренних поверхностях наружных и внутренних ограждений, принимается равным 6,25 Вт/(м²·°С) [1].

Коэффициент 0,9 учитывает несовпадение по фазе колебаний температуры воздуха и поверхности отдельных ограждений.

Прерывистыми теплопоступлениями считаются периодические теплопоступления (рисунок 6.13), которые постоянны и равны Q_n в течение части m , ч, периода T , ч, и отсутствуют в течение остального времени периода n , ч.

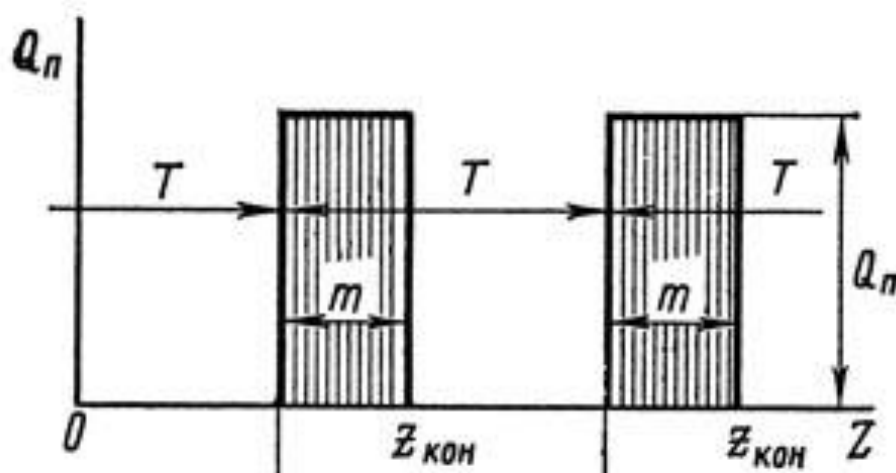


Рисунок 6.13. Прерывистые поступления теплоты

Показатель теплопоглощения помещения при прерывистых теплопоступлениях корректируется с учетом измененной формы кривой изменения во времени теплопоступлений:

$$P_{n,\Pi} = P_{огр,\Pi} + P_{вент} = \frac{1}{\frac{\Omega_{\max}}{Y_n} + \frac{1}{\alpha_g \Sigma A_i}} + P_{вент} \quad (6.86)$$

где Ω – максимальный поправочный коэффициент на форму прерывистой кривой в зависимости от соотношения $m/T = m/(m+n)$.

Амплитуда колебаний температуры воздуха в случае прерывистых тепловых воздействий равна:

$$A_t = \frac{0,9 \cdot Q_{II}}{1 + \frac{\Omega^{MAKC}}{\alpha_B \sum A_1} + P_{ВЕНТ}} \quad (6.87)$$

Список литературы к части 6

2. Ананьев А.И., Иванов Л.В., Комов В.М.. Исследование наружных кирпичных стен жилых зданий и нормирование теплозащитных качеств. Сб. докладов пятой научно-практической конференции 26-28 апреля 2000 г. (Академические чтения) под ред. В.Г.Гагарина и И.В.Бессонова «Проблемы строительной теплофизики, систем обеспечения микроклимата и энергосбережения в зданиях», . – М: НИИСФ, 2000.
3. Банхиди Л. Тепловой микроклимат помещений: Расчет комфортных параметров по теплоощущениям человека / Пер. с венг. В.М.Белова; Под ред. В.И.Прохорова и А.Л.Наумова. – М.: Стройиздат. 1981.- 248 с.
4. Богословский В.Н. Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха): Учебник для вузов. – 3-е изд. – С-Пб.: изд-во «АВОК СЕВЕРО-ЗАПАД», 2006. – 400 с.
5. Власов О.Е. Плоские тепловые волны.//Известия теплотехнического института. 1927, вып.3 (26).
6. ГОСТ 12.1.005-88 «Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны»;
7. ГОСТ 23166-99. Межгосударственный стандарт. Блоки оконные. Общие технические условия. – М.: ГУП ЦПП, 2000.-46 с.
8. Губернский Ю.Д., Корневская Е.И. Гигиенические основы кондиционирования микроклимата жилых и общественных зданий.-М., «Медицина», 1978, 192 с.
9. Кувшинов Ю.Я. Теоретические основы обеспечения микроклимата помещения. / Научное издание. – М.: Изд-во АСВ, 2007. – 184 с.

10. Михеев М.А. Основы теплопередачи.- М.: Госэнергоиздат, 1956
11. Муромов С.И. . Расчетные температуры наружного воздуха и теплоустойчивость зданий. – М.: Стройиздат Наркомстроя, 1939.
12. Поляк Г.Л. «Алгебра однородных потоков» Известия энергетического института Академии наук. 1935 г.
13. СанПиН 2.2.4548-96 Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений. –М.: Информационно-издательский центр Госкомсанэпиднадзора, 1996.-21 с.
14. Селивенрстов Г.А. Теплоустойчивость зданий.-М.:Госстройиздат, 1934.
15. Семенов Л.А. Теплоустойчивость и печное отопление жилых и общественных зданий. – М.: Машстройиздат, 1950.
16. СП 23-101-2004. "Проектирование тепловой защиты зданий".
17. ФЗ-384 «Технический регламент о безопасности зданий и сооружений»
18. Швидковский Е.Г. К теории плоских температурных волн. // ЖТФ. 1940, т.Х, вып.2.
19. Шкловер А.М. Теплопередача при периодических тепловых воздействиях.- М – Л.:Госэнергоиздат, 1961.
20. Шкловер А.М., Васильев Б.Ф., Ушков Ф.В.. Основы строительной тепло-техники жилых и общественных зданий.- М.: Госстройиздат, 1956. 350 с.

Глава 7. Процессы формирования и обеспечения микроклимата помещения

7.1. Воздействие наружной среды на здание

Микроклимат в помещениях формируется за счет возмущающих воздействий внешней среды и технологического процесса внутри здания, нейтрализуемых системами отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха.

Взаимодействие здания с внешней средой проявляется в виде **потоков теплоты, влаги и воздуха**, приходящих извне внутрь или наоборот. Направление и интенсивность тепло-влаго-воздухопередачи через наружные ограждения обусловлены разностью **потенциалов переноса**.

Схема воздействия наружной среды на тепло-массопередачу наружных ограждений представлена на рис.7.1. Определяющими являются параметры наружной среды: температура воздуха (t_n), температура грунта ($t_{гр}$) и небосвода ($t_{н\epsilon\delta}$), скорость и направление ветра ($\vec{V}$), интенсивность прямой (S) и диффузной (D) солнечной радиации, парциальное давление водяного пара P_n .

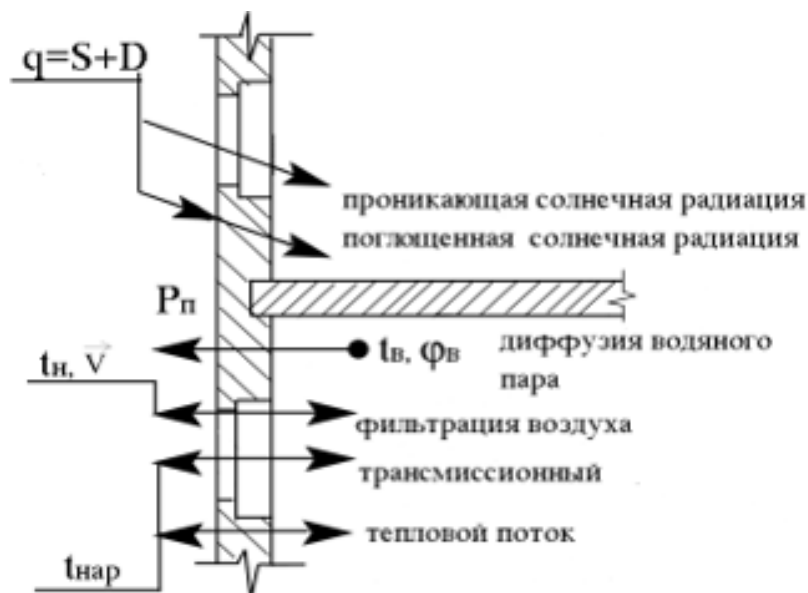


Рис.7.1. Схема воздействия наружной среды на тепло-массопередачу наружных ограждений

Теплопередача через наружные ограждения обусловлена разностью температуры наружной и внутренней среды. Для определения понятия температуры наружной среды следует рассмотреть условия теплообмена на наружной поверхности (рис.7.2).

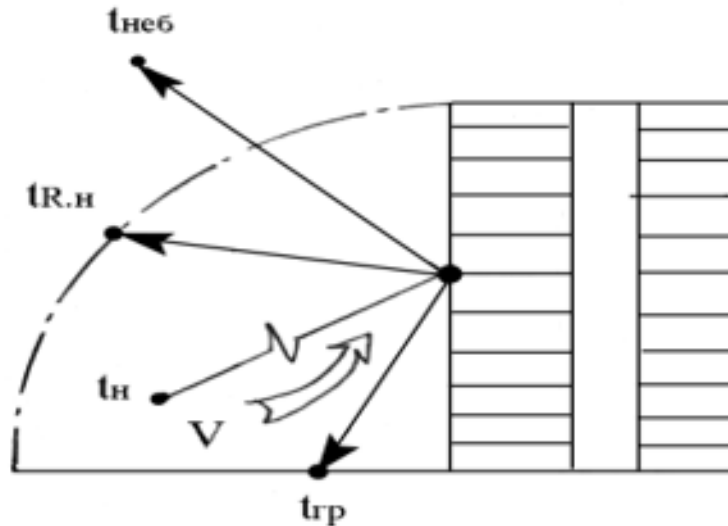


Рис.7.2. Условия теплообмена поверхности ограждения с наружной средой

Теплообмен наружной поверхности складывается из лучистого и конвективного. Уравнение теплового баланса на поверхности имеет вид:

$$q_n = pq + \alpha_{н.л} (t_{Rн} - t) + \alpha_{н.к} (t_n - t) \quad (7.1)$$

где t – температура наружной поверхности, °С;

$t_{Rн}$ – радиационная температура наружной среды, °С;

q_n – поток теплоты, проходящий через поверхность, Вт/м²;

q – интенсивность падающей на поверхность суммарной солнечной радиации: $q = S + D$, Вт/м²;

p – коэффициент поглощения солнечной радиации поверхностью;

$\alpha_{н.л}$, $\alpha_{н.к}$ – коэффициенты соответственно лучистого и конвективного теплообмена, Вт/(м²·К).

Введем в уравнение (7.1) **температуру наружной среды** $t_{нар}$, равную:

$$t_{нар} = \frac{\alpha_{н.л} t_{RH} + \alpha_{н.л} t_n}{\alpha_n} \quad (7.2)$$

откуда

$$q_n = pq + \alpha_n (t_{нар} - t) \quad (7.3)$$

Для учета теплоты солнечной радиации, поглощенной поверхностью ограждения, используется понятие *условной температуры*:

$$t_{усл} = t_{нар} + \frac{pq}{\alpha_n} \quad (7.4)$$

Уравнение (7.1) в этом случае приобретает вид:

$$q_n = \alpha_n (t_{усл} - t) \quad (7.5)$$

где α_n – суммарный *коэффициент теплообмена на наружной поверхности*, Вт/(м²·К): $\alpha_n = \alpha_{н.к} + \alpha_{н.л}$.

Наружная поверхность обменивается конвективной теплотой с наружным воздухом и лучистым теплом с небосводом, грунтом и противостоящими зданиями. Коэффициент лучистого теплообмена поверхности, расположенной под углом к горизонту Δ , находят по формуле:

$$\alpha_{л} = 5,77\varepsilon [\cos \Delta + \varepsilon_{гр} (1 - \cos \Delta)] \quad (7.6)$$

где ε – степень черноты наружной поверхности ограждения;

$\varepsilon_{гр}$ – степень черноты грунта.

Конвективный теплообмен на наружной поверхности протекает в режиме вынужденной конвекции. Для выяснения закономерности течения воздуха у внешних поверхностей рассмотрим аэродинамику здания.

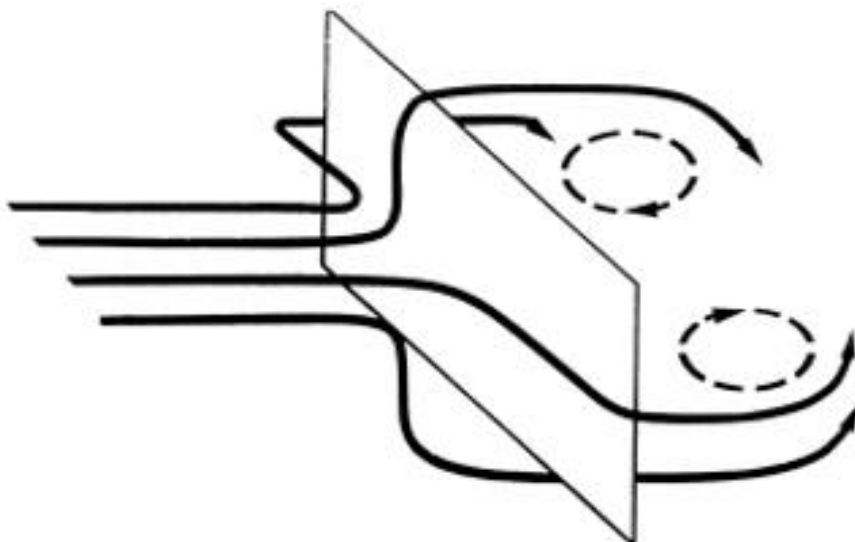


Рис.7.3. Идеализированная картина обтекания пластины

Как известно, у наветренной поверхности происходит плоскопараллельное движение воздуха, а на подветренных поверхностях образуются вихри. Так как характер вихря вытянутый, можно считать, что непосредственно у поверхности также имеет место плоское обтекание. На рис.7.3 показана идеализированная картина обтекания пластины, когда набегающий по нормали поток растекается по поверхности. Таким образом, для выбора критериальной зависимости конвективного теплообмена следует принять условия обтекания плоской пластины.

Известно, что турбулентный режим течения характеризуется критическим числом Рейнольдса $Re > 5 \cdot 10^5$. Это означает, что при температуре воздуха $t_n = 0^\circ\text{C}$ турбулентный режим соответствует произведению скорости ветра V на характерный размер ℓ : $V\ell > 6,8$. Если принять минимальную скорость ветра, равную 1 м/с, то характерный размер $\ell > 6,8$, м. Это условие удовлетворяется практически во всех случаях обтекания здания. Для турбулентного обтекания пластины используют критериальное уравнение $Nu = 0,037 Re^{0,8}$, где критерий

Нуссельта $Nu = \frac{\alpha_k}{\lambda} \ell$, критерий Рейнольдса $Re = \frac{V\ell}{\nu}$.

Учитывая, что при $\ell^{0,8} < 50$ м справедливо приближение $\ell^{0,8} \approx 0,5\ell$, получаем значение среднего коэффициента конвективного теплообмена при нулевой температуре $\alpha_k = 2,95v^{0,8}$.

Для учета температуры воздуха можно применить поправку $k_t = 1 - 0,002t$. Когда поток набегает на фасады здания, то скорость его течения по плоскости отличается от скорости ветра. Если приравнять полное давление потоков вдали от здания и на его поверхности, то с учетом уравнения Бернулли получим соотношение искомой скорости обтекания V_x и скорости ветра V :

$v_x = v\sqrt{1-C}$, где C – аэродинамический коэффициент (см. Главу 6).

Отсюда следует, что на наветренной стороне, где $C > 0$, наблюдается торможение потока, а на подветренной стороне, где $C < 0$, – ускорение. Этот вывод соответствует физической сущности процесса. Таким образом, в окончательном виде получим формулу расчета **коэффициента теплообмена**, Вт/(м²·К), на наружной поверхности:

$$\alpha_n = 5,77\varepsilon[\cos\Delta + \varepsilon_{zp}(1 - \cos\Delta)] + 2,95v^{0,8}(1-C)^{0,4}(1-0,002t_n) \quad (7.7)$$

В упрощенном виде это выражение имеет вид:

$$\alpha_n = 5,2 + 2,1v \quad (7.8)$$

В длинноволновой части спектра поверхность ограждения отдает лучистое тепло в сторону небосвода, обменивается теплом с поверхностями грунта и окружающих зданий.

Эквивалентную **температуру небосвода** $t_{\text{неб}}$ рассчитаем, зная эффективное излучение поверхности земли E и температуру грунта $t_{\text{гр}}$.

$$t_{неб} = 100 \sqrt[4]{\left(\frac{t_{zp} + 273}{100}\right)^4 - \frac{E}{5,77 \varepsilon_{zp}}} - 273 \quad (7.9)$$

Полученная формула $t_{неб}$ использует измеряемые метеорологические параметры E и $t_{гр}$ и поэтому представляется более достоверной в отличие от известных, в которых, как правило, $t_{неб}$ выражается косвенно через влажность воздуха.

Формулу для расчета **наружной радиационной температуры** получим из уравнения баланса лучистого тепла на наружной поверхности:

$$t_{р.н} = 100 \sqrt[4]{\frac{\varepsilon_{zp} \left(\frac{t_{zp} + 273}{100}\right)^4 - \cos \Delta \frac{E}{5,77}}{\cos \Delta + \varepsilon_{zp} (1 - \cos \Delta)}} - 273 \quad (7.10)$$

В формулах (7.9) и (7.10) дополнительно принято:

$\varepsilon_{гр}$ – коэффициент длинноволнового излучения поверхности грунта (различен зимой и летом);

Δ – угол наклона поверхности к горизонту, °С.

В силу изменения наружных параметров во времени, передача тепла наружными ограждениями носит нестационарный характер. При этом тепловой поток, проходящий через окна, не искажается по величине и во времени из-за ничтожной тепловой инерции окон. В то же время массивные ограждения (стены, перекрытия) передают тепловой поток трансформированным.

Наружные ограждения по-разному передают тепловые потоки от коротковолновой солнечной радиации. В **массивных** ограждениях происходит поглощение теплоты солнечной радиации поверхностью. Нагретая поверх-

ность (рис.7.4) возвращает частично теплоту в наружную среду, а частично передает через толщу ограждения внутрь помещения.

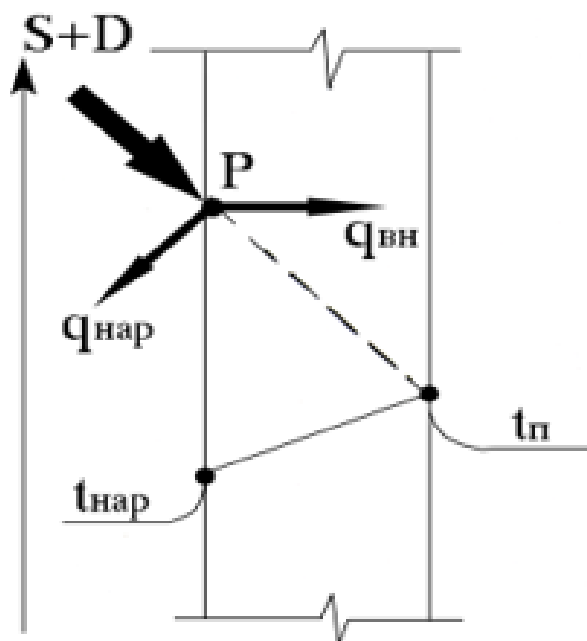


Рис.7.4. Схема передачи тепловых потоков от коротковолновой солнечной радиации через массивное наружное ограждение.

Аналогично процесс теплопередачи протекает в **светопрозрачных** ограждениях. Отличие этих ограждений состоит в том, что обычное оконное стекло обладает малым коэффициентом теплопоглощения P ($\sim 0,07$) и, кроме того, пропускает через свою толщу тепловой **поток от солнечной радиации**. Величина проникающего теплового потока зависит от интенсивности солнечной радиации, конструкции окна и солнцезащитных устройств и в теплое время года может быть определяющей в сравнении с остальными факторами наружной среды.

Скорость ветра сказывается на конвективном теплообмене на наружной поверхности ограждения. Более весомым с точки зрения воздействия наружной среды является влияние скорости ветра на распределение давления снаружи здания.

При набегании на здание потока воздуха (рис.7.5) он тормозится, и его кинетическая энергия частично переходит в потенциальную. Поэтому на наветренном фасаде возникает вихревая зона и избыточное по отношению к атмосферному давление. Непосредственно у здания скорость воздуха равна нулю (первая критическая точка). Далее поток срывается с острой кромки, и на подветренной стороне здания в зоне вихреобразования давление оказывается ниже атмосферного из-за эжектирующего действия срывающейся воздушной струи. При этом, как правило, образуются два вихря с противоположным направлением движения воздуха, а вторая критическая точка с нулевой скоростью находится на некотором удалении от здания. Величина избыточного давления на фасадах определяется скоростью и направлением ветра, а также конфигурацией здания. Таким образом, в результате действия ветра возникает разность давления на противоположных фасадах. Кроме того, перепад давления снаружи и внутри здания формируется еще и гравитационным напором, обусловленным разностью удельного веса наружного и внутреннего воздуха. Совокупность этих двух факторов воздействия наружной среды приводит к фильтрации наружного и внутреннего воздуха через открытые проемы и неплотности в ограждениях (об этом ранее рассказывалось также в п.5.2).

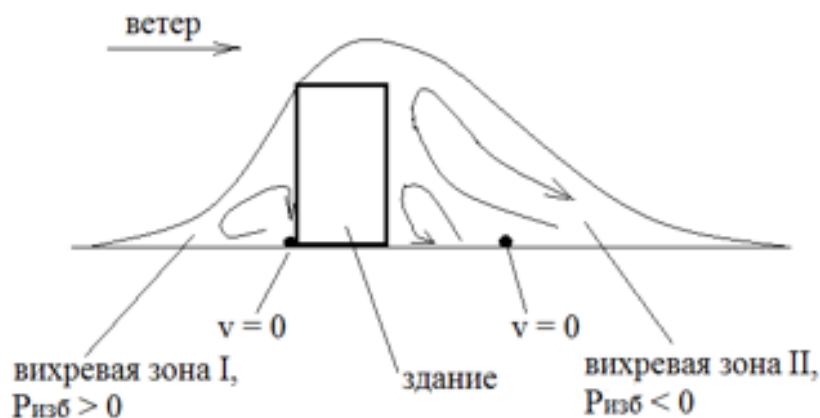


Рис. 7.5. Схема обтекания здания потоком воздуха

Разность парциального давления внутри и снаружи здания служит потенциалом переноса водяного пара. Диффузия водяного пара наиболее существенна в массивных ограждениях в холодное время года. Влажностный режим ограждений оказывает существенное влияние на их теплозащитные свойства и долговечность.

Нарушение нормальной влагопередачи приводит к накоплению влаги в толще ограждения и появлению на его внутренней поверхности плесени.

Наружный воздух, передаваемый в помещение системой вентиляции, оказывает непосредственное влияние на формирование параметров внутреннего микроклимата. Так, **влажность наружного воздуха** в значительной мере определяет влажность внутреннего воздуха, если здание не оборудовано специальными системами увлажнения для холодного времени года и осушки воздуха в теплый период. Аналогично в теплый период года при отсутствии в здании системы охлаждения температура внутреннего воздуха прямо зависит от температуры наружного воздуха.

7.2. Моделирование процессов формирования микроклимата

Понятие и виды моделирования

Для решения практических задач таких, как оценка комфортности микроклимата или определение потребной мощности систем, обеспечивающих микроклимат, необходимо определять *распределение параметров микроклимата* в объеме помещения и их изменение во времени. В этом случае пользуются моделированием процессов или воспроизведением их определенными методами, при том условии, что воспроизведение должно адекватно отображать условия протекания процессов в натуре.

Обычно моделирование преследует следующие *цели*:

- *исследовательские*, для углубленного изучения процессов формирования или разработки новых технологий обеспечения микроклимата;
- *расчетные*, для определения установочных параметров системы обеспечения микроклимата в расчетных условиях и режима функционирования системы в эксплуатационных условиях.

Для моделирования процессов формирования микроклимата обычно применяют *три вида моделирования*:

- *математическое* моделирование на основе решения системы уравнений в дифференциальной или алгебраической форме, описывающих тепловой, воздушный, влажностный и газовый режим помещения.
- *физическое* моделирование в натурных условиях или на геометрически подобных натурному объекту моделях, на которые физические процессы переносят с помощью масштабных соотношений;
- *аналоговое* моделирование – разновидность физического, когда реальные процессы заменяются другими, имеющими формально аналогичное математическое описание.

Математическое моделирование

В принципе можно выделить два вида математических моделей – с распределенными (полностью или частично) и сосредоточенными параметрами.

Модели с распределенными параметрами

Модели с распределенными параметрами представляют собой систему уравнений движения, баланса теплоты и массы газовых примесей в дифференциальной форме в *частных производных*. Система уравнений дополняется краевыми условиями, в состав которых входят граничные условия и начальные условия. Решение системы позволяет определить *трехмерное распределение* параметров микроклимата в объеме помещения с учетом изменения во времени. Такие модели, как правило, используются при решении исследовательских задач. Поэтому они учитывают по возможности полную постановку задачи, являются сложными и не имеют широкого распространения в инженерной практике.

Решение системы уравнений ведут численными методами, основанными на переходе от бесконечно малых приращений координат и времени к *конечным малым приращениям*. Известен ряд решений подобных задач в различных отраслях знаний. В области обеспечения микроклимата помещений задача решалась с разной степенью детализации ее постановки. В полном виде численное решение было получено в Институте автоматизации и проектирования РАН А.А. Аксеновым и А.В. Гудзовским, которыми разработан универсальный программный комплекс *Flow Vision*, предназначенный для решения практических задач аэродинамики и тепломассопереноса.

Для некоторых простейших вариантов можно получать и *аналитические решения*. Особенно это относится к моделированию передачи теплоты в неод-

нородных и геометрически сложных ограждающих конструкциях. Для плоского (двумерного) случая дифференциальное уравнение стационарной теплопроводности (уравнение Лапласа) в однородной среде можно записать следующим образом:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = 0 \quad (7.11)$$

Решая его при соответствующих *граничных условиях*, можно, в частности, получить формулу для температурного профиля по сечению стены *в наружном углу*, то есть изменения температуры от внутренней поверхности вглубь угла до наружной поверхности:

$$\tau_y = t_\epsilon - r'(t_\epsilon - t_n) \quad (7.12)$$

где r' – относительное термическое сопротивление стены, равное (О.Д.Самарин):

$$r' = \frac{R_x r}{R_o^{np}} - \frac{1}{2} \left(\frac{R_x r}{R_o^{np}} \right)^2 + \sqrt{\frac{R_x r}{2R_o^{np}}} - \left(\frac{1}{\sqrt{2}} - \frac{1}{2} \right) \left(\frac{R_x r}{R_o^{np}} \right)^{3/2} \quad (7.13)$$

Здесь R_x – сопротивление теплопередаче от внутреннего воздуха до точки x , $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$;

R_o^{np} – приведенное сопротивление теплопередаче глади стены, $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$;

r – коэффициент теплотехнической однородности стены.

При $R_b/R_x < 0,15$, что соответствует $R_o > 1 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, вторым и четвертым слагаемыми можно пренебречь. Погрешность будет менее 5%, причем в сторону завышения r' или занижения температуры в углу, что дает запас. Для получения формулы, описывающей температуру на внутренней поверхности наружно-

го угла τ_y , в формуле (7.13) следует на место R_x поставить сопротивление теплообмену на внутренней поверхности R_b . После подстановки полученного выражения в (7.12) с учетом выравнивающего действия теплопроводного слоя с внутренней поверхности ограждения, что приводит к уменьшению отклонения τ_y от температуры на внутренней поверхности стены вдали от угла, получим:

$$\tau_y = t_g - \frac{1}{2} \left(\frac{R_g r}{R_o^{np}} + \sqrt{\frac{R_g r}{2R_o^{np}}} \right) (t_g - t_n) \quad (7.14)$$

или упрощенно

$$\tau_y = t_g - 0,75 \left(R_g r / R_o^{np} \right)^{2/3} (t_g - t_n)$$

Температура внутренней поверхности угла в холодный период года всегда ниже, чем на глади стены, потому что наружная холодная поверхность намного превышает внутреннюю теплую поверхность. Знание температуры в углу необходимо для проверки отсутствия конденсации водяных паров из воздуха помещения на холодных поверхностях угла. Подробнее данный вопрос рассматривался в Главе 3.

Можно также привести пример дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности, которое в одномерном случае выглядит так:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \quad (7.15)$$

где $a = \lambda / (c\rho)$ – температуропроводность материала, м/с², τ – время. Можно показать, что в общем случае его решение имеет вид:

$$t(x, \tau) = f(x) \exp(-k^2 Fo) \quad (7.16)$$

где $Fo = a\tau/\delta^2$ – безразмерный **критерий Фурье** (безразмерное время). Здесь δ – толщина стенки, м. Коэффициент k для плоской стенки зависит от условий теплообмена на поверхностях, и при значениях **критерия Био** $Bi = \alpha\delta/\lambda \rightarrow \infty$ оказывается, что $k \rightarrow \pi/2$.

Еще один из примеров, когда должно решаться уравнение нестационарной теплопроводности – это задача о промерзании и оттаивании влаги в ограждающих конструкциях. Здесь могут сочетаться как аналитические, так и численные методы. Задачу по расчету охлаждения и промерзания необходимо решать при оценке теплозащитных качеств наружных ограждений в экстремальных режимах. Обычно речь идет об вычислении времени полного промерзания стены при отключении теплоснабжения вплоть до ее внутренней поверхности и сопоставлении его с промежутком времени, необходимым для ремонта тепловых сетей и оборудования. По результатам такого расчета делаются выводы о достаточности принятых решений по конструкции ограждений и соответствующих энергосберегающих мероприятий с точки зрения обеспечения безопасности в аварийных условиях. С точки зрения действующего законодательства РФ это имеет особое значение, т.к. именно вопросы безопасности являются обязательными при нормировании теплозащиты ограждающих конструкций. В методических целях также целесообразно рассмотреть данный вопрос, поскольку здесь можно раскрыть некоторые общие методы решения подобных задач, связанных с изменением фазового состояния влаги в ограждениях.

Однако указанная задача, как правило, решается без учета фазовых переходов влаги, содержащейся в ограждениях, поэтому результат оказывается несколько заниженным, т.к. инерционность фронта промерзания приводит к замедлению остывания стенки за счет дополнительного теплового потока, возни-

кающего при затвердевании воды. Поэтому целесообразно выявить дополнительный резерв времени для восстановления теплоснабжения, появляющийся при учете фазовых превращений. Для этого необходимо решить задачу Стефана о перемещении границы раздела фаз применительно к процессам распространения теплоты в наружной стене (источник: Самарин О.Д. Теплофизика. Энергосбережение. Энергоэффективность. – М.: Изд-во АСВ, 2014. 296 с.).

Обозначим массовое содержание замерзающей влаги в материале и ее удельную теплоту плавления соответственно как w , кг/кг, и $r_{пл}$, Дж/кг, а плотность материала стенки в сухом состоянии и коэффициент его теплопроводности со стороны распространения температурной волны – как ρ_o , кг/м³, и λ , Вт/(м*К). Значения параметров ρ_o , w и λ для расчетных условий эксплуатации строительных материалов приведены в СП 50.13330.2018, а величина $r_{пл}$ для воды равна $3.34 \cdot 10^5$ Дж/кг. Тогда удельная теплота фазового перехода, отнесенная к единице объема материала, составит $w\rho_o r_{пл}$, Дж/м³.

Задача Стефана сводится к необходимости решения системы уравнений:

$$\frac{\partial t_1}{\partial \tau} = a_1 \frac{\partial^2 t_1}{\partial x^2}; 0 \leq x \leq \delta(\tau); \frac{\partial t_2}{\partial \tau} = a_2 \frac{\partial^2 t_2}{\partial x^2}; \delta(\tau) \leq x \leq \delta_{cm} \quad (7.17)$$

при краевых условиях:

$$\left(\frac{\partial t_1}{\partial x} \right)_{0,\tau} = 0; t_2(\delta_{cm}, \tau) = t_n; t_1(\delta, \tau) = t_2(\delta, \tau) = 0 \quad (7.18)$$

Здесь τ – промежуток времени с момента аварии; t_1 и t_2 – температура ограждения соответственно в оттаявшей и мерзлой зоне (ось X направлена изнутри помещения); a_1 и a_2 , м²/с – коэффициенты температуропроводности материала ограждения в этих зонах, принимаемые с учетом данных СП 50.13330.2018. В частности, $a_1 = \lambda/c\rho$, где c , Дж/(кг·К) – удельная теплоемкость материала в оттаявшей зоне. Величина t_n соответствует температуре наружного

воздуха (пренебрегаем ее незначительным отличием от температуры на поверхности стенки); $t_{пл}$ – температуре фазового перехода. В дальнейших рассуждениях принято, что $t_{пл}$ равна нулю. Величина $\delta_{ст}$ представляет собой толщину стенки, а параметр δ – расстояние от внутренней поверхности стенки до фронта промерзания. Ясно, что при полном промерзании $\delta = 0$. Кроме того, должно быть задано начальное распределение температуры по сечению стенки, соответствующее стационарному режиму.

Краевое условие на внутренней поверхности стенки (при $x = 0$) получается из следующих соображений: при отключении отопления, если пренебречь теплоаккумуляцией внутренних ограждений и мебели, тепловой поток изнутри помещения можно принять равным нулю.

На границе раздела фаз (на фронте промерзания) справедливо условие Стефана:

$$w\rho_o r_{nl} \frac{\partial \delta}{\partial \tau} = \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \right)_{x=\delta-0} - \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \right)_{x=\delta+0} ; (7.19)$$

Учитывая краевое условие на внутренней поверхности стенки, разность плотностей теплового потока по обе стороны фазовой границы можно определить по выражению (7.20), исходя из известного решения задачи о распространении температурной волны в стенке при однократном тепловом воздействии. В этом случае система (7.17) будет удовлетворяться автоматически.

$$\left(\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \right)_{x=\delta-0} - \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \right)_{x=\delta+0} = \frac{q_{om}}{\delta} \sqrt{a_1 \tau} ; (7.20)$$

При выводе соотношения (7.20) принято, согласно принципу суперпозиции, что прекращение поступления теплоты изнутри помещения можно представить как наложение стационарного процесса распространения теплоты (до аварии) на «отрицательную» температурную волну с таким расчетом, чтобы на внутренней поверхности наружной стены суммарный тепловой поток был равен нулю. В связи с этим в формуле (7.20) участвует параметр $q_{от}$, равный плотности

теплового потока через стенку в стационарном режиме и определяемый по обычным выражениям в зависимости от $\delta_{ст}$, t_b и t_n . При этом комплекс $(a_1\tau)^{1/2}$ имеет смысл глубины проникновения температурной волны внутрь ограждения к моменту времени τ , поэтому отношение $(a_1\tau)^{1/2}/\delta$ в правой части равенства (7.20) представляет собой поправочный коэффициент к $q_{от}$, позволяющий определить скачок плотности теплового потока на фазовой границе. Подставляя выражение (7.20) в условие Стефана (7.19), получаем дифференциальное уравнение для текущего расстояния до фронта промерзания δ , решая которое, находим зависимость δ от времени с момента аварии τ :

$$\delta = \sqrt{\delta_0^2 - \frac{q_{om}}{w\rho_{nl}}} \sqrt{\frac{a_1\tau^3}{b^3}}, м (7.21)$$

Здесь δ_0 – исходное расстояние от внутренней поверхности стенки до фазовой границы, характерное для стационарного режима рассматриваемого ограждения (до аварии) и вычисляемое по условию $t_1 = t_{пл} = 0$, исходя из первоначального распределения температур по сечению конструкции; b – некоторый числовой коэффициент. Полагая $\delta = 0$, находим формулу для основного параметра – времени полного промерзания τ_0 :

$$\tau_0 = b \cdot A, с; A = \left(\frac{\delta_0^2 w\rho_{nl}}{q_{om} \sqrt{a_1}} \right)^{2/3}, с (7.22)$$

Легко видеть, что время промерзания растет с увеличением влажности материала стенки и особенно сильно – с повышением начального удаления фронта от внутренней поверхности. В то же время рост плотности теплового потока через стенку до аварии, что равносильно снижению теплозащитных свойств конструкции, приводит к ускорению промерзания. К такому же эффекту приводит и повышение коэффициента температуропроводности материала, что по смыслу означает увеличение скорости распространения температурных волн в стенке.

Что касается параметра b , его наиболее надежное значение целесообразно получить, используя численное моделирование задачи с использованием ЭВМ.

При этом необходимо использовать конечно-разностную аппроксимацию дифференциального уравнения теплопроводности и условия Стефана (7.17) – (7.19). Поскольку решается задача с подвижной границей, шаг по времени должен быть очень малым, а в этом случае для аппроксимации можно использовать явную схему без потери устойчивости численного решения. Помимо существенного упрощения вычислений, такая схема позволяет за счет надлежащего подбора соотношения шагов по времени Δt и по пространственной координате h повысить порядок аппроксимации до уровня $\Delta t^2 + h^4$. Как показано в литературе, для этого достаточно выполнения равенства $a\Delta t/h^2 = 1/6$, где $a = \lambda/c\rho_0$, $\text{м}^2/\text{с}$ – коэффициент температуропроводности материала стенки.

Тогда температура i -го слоя стенки в $j+1$ -й момент времени определится через температуры i -го, $i-1$ -го и $i+1$ -го слоев для j -го момента по выражению:

$$T_{i,j+1} = (T_{i-1,j} + 4T_{i,j} + T_{i+1,j})/6 \quad (7.23)$$

Перемещение фронта промерзания при этом можно вычислить по соотношению, являющемуся конечно-разностной аппроксимацией условия (7.19):

$$\Delta x_F = -\frac{\lambda \Delta \tau}{hw\rho_0 r_{nl}} (T_{i-1,j} - 2T_{i,j} + T_{i+1,j}) \quad (7.24)$$

Первоначально соответствующая программа для ЭВМ тестировалась для случая одностороннего промерзания стенки при ее нулевой начальной температуре и отличном от нуля значении t_n . Графики полученной зависимости для слоя утеплителя из пенополистирола при значениях параметров $c = 1340$ Дж/кг·К, $\lambda = 0,052$ Вт/(м·К), $w = 0,1$, $\rho_0 = 100$ кг/м³, $S = 0,82$ Вт/(м²·К) и $A_t = -5^\circ\text{C}$ (суточная амплитуда для Москвы) и для сравнения для кирпичной стенки при $c = 880$ Дж/кг·К, $\lambda = 0,81$ Вт/(м·К), $w = 0,02$, $\rho_0 = 1800$ кг/м³ и $S = 10,12$ Вт/(м²·К) приведены на рисунке 7.6 пунктирными линиями. Сплошные линии соответствуют аналитическому решению. Оно имеет вид (В.Н.Богословский, с изменениями):

$$\delta = \sqrt{-\frac{k\lambda t_n \tau}{w\rho r_{nl}}}, m; k = \frac{2}{1 - ct_n/2wr_{nl}} \quad (7.25)$$

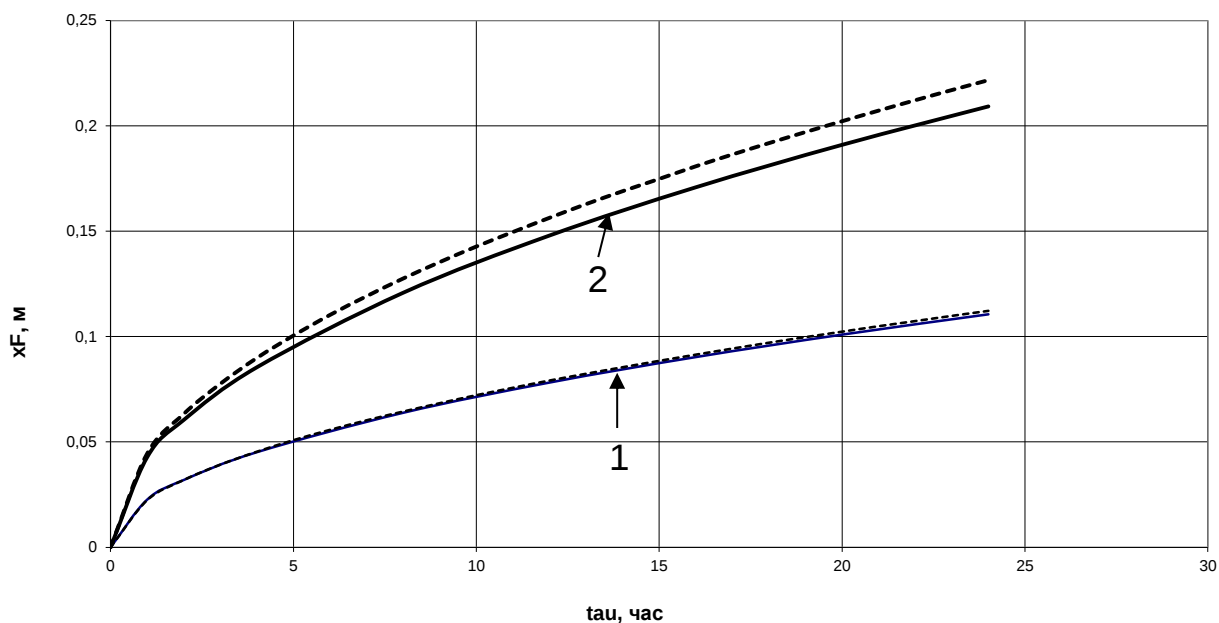


Рис.7.6. Зависимость толщины промерзшего слоя от времени для слоя утеплителя из пенополистирола (линия 1) и кирпичной стенки (линия 2).

Поправочный коэффициент, учитывающий влияние теплоемкости промерзшего (оттаявшего) слоя и стоящий в знаменателе выражения для k , был введен О.Д.Самариным в публикациях, относящихся к настоящему разделу и созданных на основе исследований под руководством проф. Н.А.Парфентьевой. Таким образом, расхождение не превышает 5%, что заведомо лежит в пределах точности исходных данных.

После модификации программы применительно к рассматриваемому режиму с ее помощью определялась фактическая продолжительность интервала τ_0 при различных геометрических параметрах стенки и теплофизических характеристиках ее материала, после чего делением τ_0 на соответствующее значение A вычислялась величина коэффициента b . Результаты этих расчетов показывают, что формула (7.25) хорошо описывает реальный процесс промерзания при среднем значении $b = 1,97$ и очень высокой корреляции.

Графики зависимости расстояния δ от внутренней поверхности стенки до фронта промерзания для кирпичной стенки при $\delta_{\text{ст}} = 0,51$ м, $c = 880$ Дж/кг·К, $\lambda = 0,81$ Вт/(м·К), $w = 0,02$ и $\rho = 1800$ кг/м³ в условиях наиболее холодной пятидневки для Москвы приведены на рисунке 7.7. Тонкая линия соответствует численному решению, жирная получена по формуле (7.25).

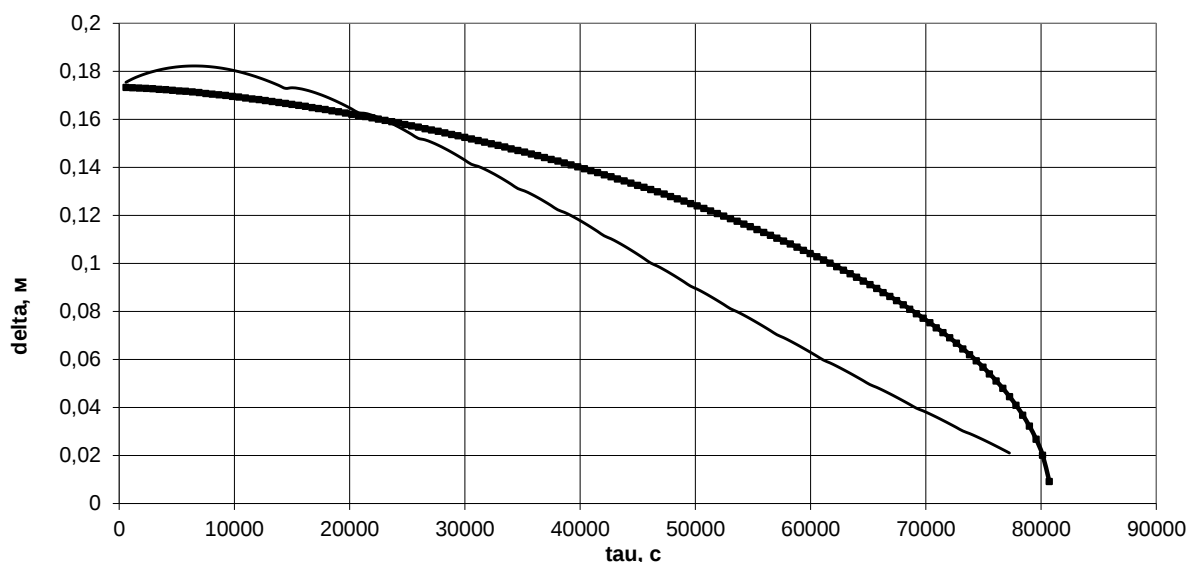


Рис. 7.7. Изменение со временем расстояния от внутренней поверхности стенки до фронта промерзания (тонкая линия – численный расчет, жирная – аналитическая зависимость)

Таким образом, здесь τ_0 равно примерно 78000 с. Для сравнения укажем, что численный расчет по схеме (7.23) без учета фазовых превращений дает величину τ_0 , равную 36500 с, т.е. практически в 2 раза меньше. Как видно из рисунка 7.7, в данном случае совпадение между численным и аналитическим расчетом несколько хуже, но, поскольку основное значение имеет все-таки не текущая величина δ , а значение τ_0 , следует, видимо, признать, что полученное аналитическое решение вполне пригодно для использования в инженерной практике с учетом характерной точности инженерных расчетов. С его помощью можно сравнивать разные варианты устройства ограждений и выбирать наиболее подходящий с точки зрения сочетания безопасности и энергоэффективности.

Заметим, однако, что с точки зрения безопасной эксплуатации ограждений и здания в целом представляет интерес не только время полного промерзания

наружной стены, но и период, в течение которого на ее внутренней поверхности температура понижается до какого-либо определенного значения, оставаясь при этом выше нуля. Например, это может быть точка росы или уровень, задаваемый допустимым перепадом между температурой на поверхности и температурой внутреннего воздуха по санитарно-гигиеническим соображениям. Численное решение системы (7.17) дает ответ и на этот вопрос. Из анализа правой части уравнения (7.20) следует, что зависимость относительной избыточной температуры $\theta_{ст}$ на внутренней поверхности стены от времени с момента начала охлаждения в безразмерном виде первоначально должна выглядеть следующим образом:

$$\theta_{ст} = A - B \cdot \sqrt{Fo}, \quad (7.26)$$

где $Fo = \frac{\tau}{\lambda c \rho (\Sigma R_{сл})^2}$ – безразмерный критерий Фурье. Здесь имеется в виду, что $\theta_{ст} = \frac{t_{ст} - t_n}{t_0 - t_n}$ для текущего момента времени τ . Параметр A , вообще говоря, должен быть равен θ_0 – безразмерной избыточной температуре для начального момента $\tau_0 = 0$. Ясно, что $\theta_0 = 1 - R_B/R_0$. Величина $t_{ст}$, К, обозначает действительную температуру на внутренней поверхности стены, а параметр $\Sigma R_{сл}$, (м²·К)/Вт, представляет собой суммарное термическое сопротивление всех слоев стены. Критерий Фурье записывается в данном случае именно в такой форме, потому что это получается подстановкой в классическое выражение $Fo = a\tau/\delta^2$ очевидного соотношения для эквивалентной толщины $\delta_{эkv} = \lambda \cdot \Sigma R_{сл}$. Это не что иное, как толщина однослойной конструкции, имеющей такое же общее сопротивление теплопередаче, как и рассматриваемая многослойная, но состоящая целиком из материала, расположенного в реальной стене со стороны помещения. Такую подстановку приходится делать, так как мы рассматриваем процесс распространения температурной волны и соответственно свойства материала только изнутри, но при этом первоначальное температурное поле в пределах внутреннего слоя должно совпадать с действительным в многослой-

ной конструкции.

Числовой коэффициент B и влияние на него фазовых переходов в толще ограждения можно определить по результатам расчетов на ПЭВМ, получаемых с помощью незначительной модификации программы, упомянутой выше, чтобы можно было выводить вычисляемые параметры в безразмерном виде. На рисунке 7.8 показаны данные для условной величины $\theta' = \theta_{\text{ст}} + 1 - A$, подобранной для удобства обработки таким образом, чтобы в начальный момент было $\theta' = 1$. Ромбы отвечают пенополистиролу, а треугольники – кирпичной кладке, при этом пустые маркеры относятся к условиям эксплуатации ограждающих конструкций «А» по СП 50.13330.2018, а зачерненные – к условиям «Б» с бóльшей величиной λ и w . Для условий «А» принято, что у пенополистирола $\lambda = 0,041$ Вт/(м·К), $w = 0,02$, у кладки $\lambda = 0,7$ Вт/(м·К), $w = 0,01$. Прочие параметры совпадают с использованными выше.

Легко видеть, что при $0,04 < \sqrt{Fo} < 0,25$, т.е. если $0,0016 < Fo < 0,063$, результаты очень хорошо аппроксимируются выражением (7.26) с коэффициентом $B = 1,22$ и наибольшим отклонением около 0,02. При этом $A = 0,99$ практически независимо от R_v/R_0 . Вообще говоря, из теории следует, что в подобных случаях при $Fo \rightarrow 0$ величина B должна асимптотически стремиться к $4/\pi \approx 1,27$, но, поскольку нас интересует, чтобы получаемая формула давала достаточную точность в возможно более широком диапазоне значений аргумента, принимаем $B = 1,22$ как среднее для необходимого нам интервала.

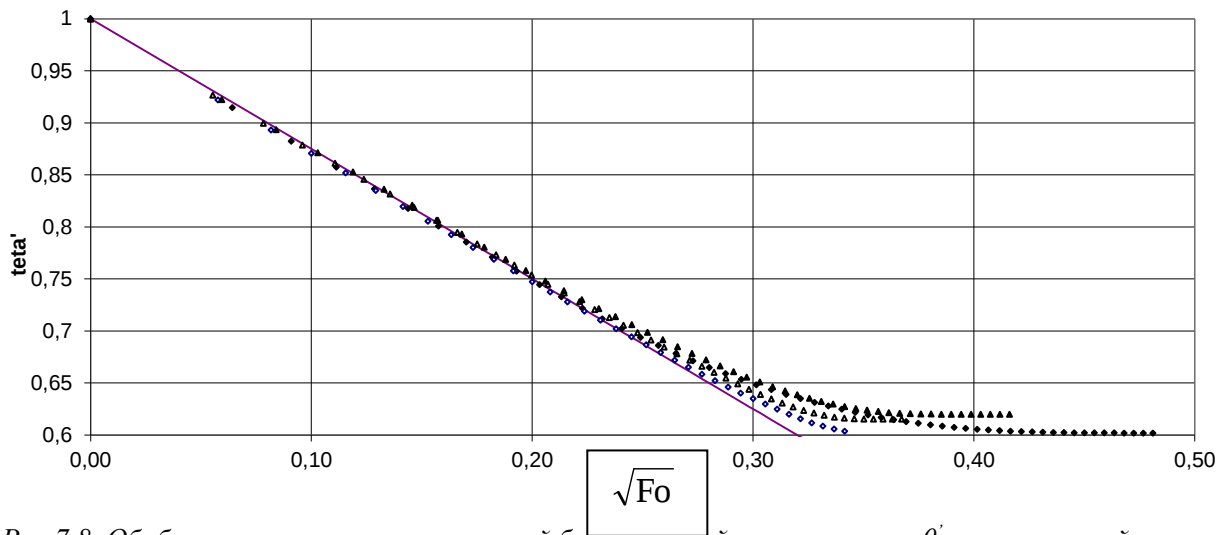


Рис.7.8. Обобщенная зависимость условной безразмерной температуры θ' на внутренней поверхности наружной стены от $\sqrt{Fo}$

Аппроксимационная прямая показана на графике тонкой линией. Можно показать, что для любых других материалов и их влажности мы получим такую же картину. При этом влияние фазовых переходов начинает проследиваться тоже только для более высоких значений Fo и выражается в уже отмеченном замедлении дальнейшего промерзания.

Данное обстоятельство можно объяснить тем, что, пока фронт промерзания не подошел к внутренней поверхности стены, его движение мало сказывается на распространении температурной волны изнутри помещения. Поэтому для оценки времени охлаждения поверхности до значений $\theta' \approx 0,7$, что в расчетном зимнем режиме Европейской части РФ отвечает положительным температурам от $+5^\circ\text{C}$ и выше, вполне можно пользоваться формулой (7.26).

Если время охлаждения из нее выразить в явном виде, соответствующая зависимость после некоторых преобразований, очевидно, будет выглядеть следующим образом:

$$\tau = 0.64 \cdot \left(\frac{t_{cm.o} - t_{cm}}{t_g - t_n} \right)^2 \cdot \lambda c \rho (\Sigma R_{cl})^2, \text{ с. (7.27)}$$

Здесь $t_{ct.o}$, К – действительная температура на внутренней поверхности стены при $\tau = 0$. Заметим, что понижение температуры тем медленнее, чем

больше произведение $\lambda_{\text{ср}}$, т.е. чем массивнее с теплофизической точки зрения материал, расположенный со стороны помещения. Но еще сильнее будет зависимость от общего сопротивления стены теплопередаче, поскольку в формулу (7.27) оно входит в квадрате. Это, пожалуй, единственный случай, когда теплозащита несветопрозрачного ограждения так существенно сказывается на безопасности эксплуатации здания. Данное выражение также имеет простой и инженерный вид и будет использовано в следующем разделе для оценки теплотехнических качеств ограждающих конструкций индивидуального жилого здания.

Для сравнения приведем зависимость для безразмерной температуры на поверхности стенки при постоянной температуре воздуха $t_{\text{в}}$. В этом случае $\theta_{\text{нов}} = \frac{t_{\text{см}} - t_0}{t_{\text{с}} - t_0}$, где t_0 – температура массива стенки при $\tau = 0$; $\text{Fo}' = \frac{\alpha_{\text{в}}^2 \tau}{\lambda_{\text{ср}}}$, где $\alpha_{\text{в}}$ – коэффициент теплообмена на внутренней поверхности стенки, Вт/(м²·К). Данное выражение для Fo' можно получить из классического следующим образом:

$$\text{Fo}' = \text{Fo} \cdot \text{Bi}^2 = \frac{\lambda \tau}{\text{ср} \delta^2} \cdot \left(\frac{\alpha_{\text{в}} \delta}{\lambda} \right)^2, \quad (7.28)$$

где $\text{Bi} = \frac{\alpha_{\text{в}} \delta}{\lambda}$ – критерий Био. Такое преобразование диктуется необходимостью исключить из формулы характерный линейный размер системы δ , поскольку в режиме прогрева при постоянной по толщине начальной температуре за этот размер приходится принимать текущую глубину проникания температурной волны, которая является переменной.

Расчеты с использованием модификации упомянутой ранее программы для ПЭВМ приводят к следующим результатам:

$$\theta_{\text{нов}} = 1 - \exp(-\sqrt{\text{Fo}'}) \text{ при } \text{Fo}' < 0.25; \quad (7.29)$$

$$\theta_{\text{нов}} = 0.18(\sqrt{\text{Fo}'})^3 - 0.66\text{Fo}' + 1.05\sqrt{\text{Fo}'} \text{ при } \text{Fo}' \text{ до } 1.2. \quad (7.30)$$

Соответствующие графики показаны на рисунке 7.9. Сплошными линиями изображены зависимости (7.29) и (7.30).

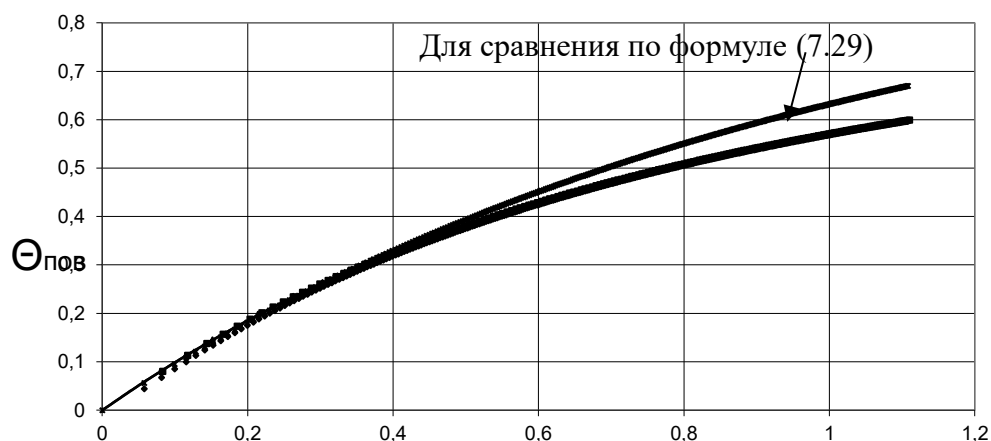


Рис. 7.9. Зависимость безразмерной температуры на поверхности стенки от Fo' при Fo' до 1,2.

Легко видеть, что они хорошо отражают физическую сущность протекающих при нагреве стенки процессов. В частности, в начальные моменты времени, пока температурная волна еще не проникла достаточно глубоко в материал внутреннего слоя, зависимость, представленная формулой (7.29), имеет экспоненциальный вид, совпадая по форме с выражением, описывающим прогрев тонких слоев с $Bi \rightarrow 0$. При дальнейшем распространении температурной волны вглубь стенки на скорости прогрева поверхности начинает сказываться отток теплоты во внутренние слои, в результате чего повышение величины $\theta_{пов}$ со временем замедляется.

Однако более важным с точки зрения теплотехнической безопасности является наружный угол здания, где и в стационарном режиме температура всегда ниже, чем на внутренней поверхности стены вдали от угла. Для вычисления безразмерной температуры в углу $\theta_{уг}$ использовалась уже упомянутая программа для ЭВМ, только в качестве исходного распределения температуры по сечению задавался профиль, предварительно рассчитанный в стационарных условиях специально для угла по формуле (7.13). При этом существенно используется симметрия задачи и то вытекающее из нее обстоятельство, что биссектриса уг-

ла совпадает с линией тока теплоты во все моменты времени, поэтому вдоль нее можно применять квазиодномерную модель.

Результаты расчетов для диапазона R_b/R_o от 0,02 до 0,08 приведены на рисунке 7.10. Как и для гладкой стены, расчетные точки при $\sqrt{Fo} > 0,04$ достаточно хорошо ложатся на одну и ту же аппроксимирующую линию почти независимо от R_b/R_o с наибольшим отклонением так же порядка 0,02. Однако в отличие от предыдущего случая эта линия заметно отличается от прямой, причем именно в сторону постепенного снижения скорости остывания со временем, напоминая в этом отношении зависимость (7.30). Интересно отметить, что при увеличении R_b/R_o точки оказываются несколько выше аппроксимирующей кривой, т.е. рост сопротивления внутреннему теплообмену приводит к некоторому замедлению охлаждения. В то же время для температуры вдали от угла наблюдается обратная картина. По-видимому, это объясняется тем, что изначально более существенное отклонение θ_{yt} от $\theta_{ст}$, соответствующее повышенному уровню R_b/R_o , способствует из-за роста поперечного градиента температуры некоторому ее выравниванию с течением времени между углом и гладью стены, и это обстоятельство оказывается сильнее, чем более низкий начальный уровень θ_{yt} . Соответствующая формула, описывающая изменение θ_{yt} со временем, может быть записана в следующем виде:

$$\theta_{yt} = 0.9 \exp(-2.51\sqrt{Fo}) \quad (7.31)$$

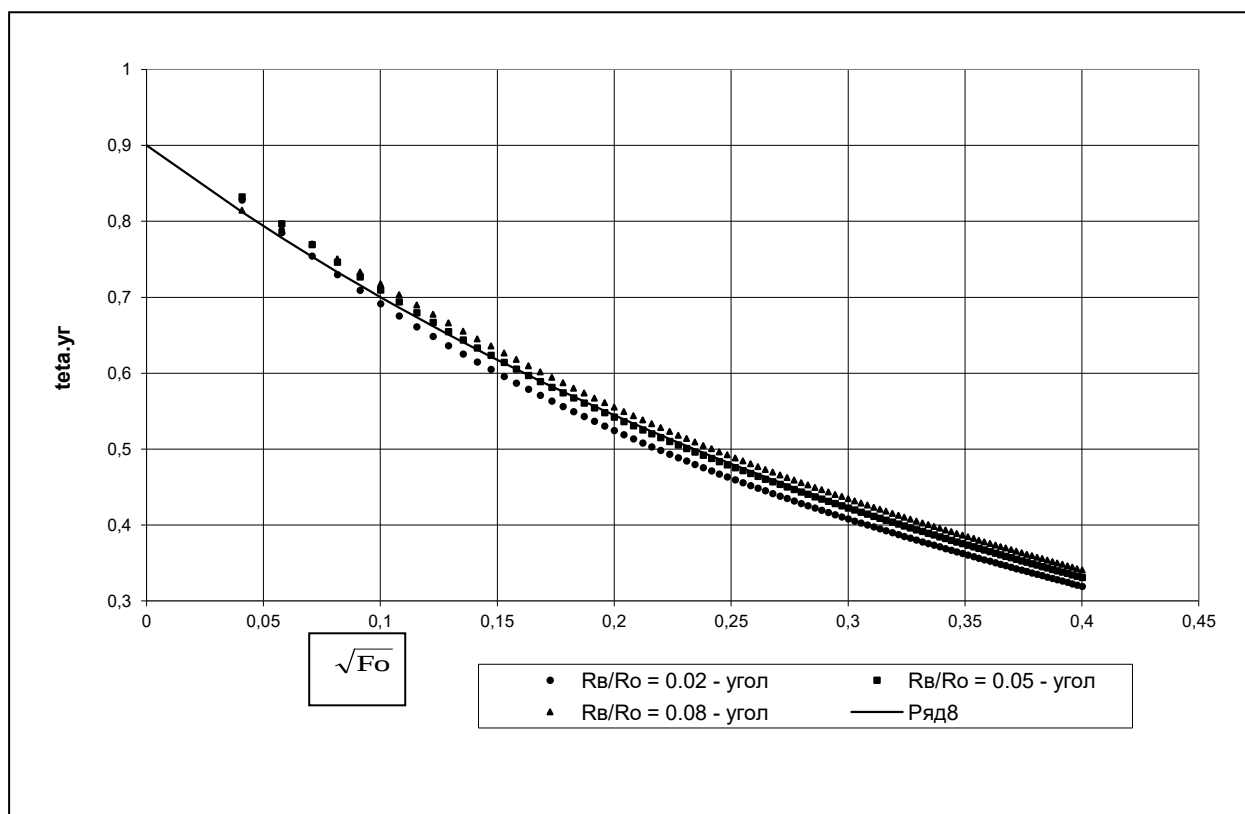


Рис.7.10. Зависимость относительной безразмерной температуры в наружном углу θ_{yz} от $\sqrt{Fo}$ при остывании стены для разных R_b/R_o

Если теперь считать критическими значениями $+12^\circ\text{C}$ – точку росы при относительной влажности воздуха 55% и его температуре $+22^\circ\text{C}$, требуемой для угловых помещений в жилых зданиях по ГОСТ 30494-2011, а также $+5^\circ\text{C}$, исходя из условий теплотехнической безопасности ограждений, получаем, например, для условий Москвы ($t_n = -28^\circ\text{C}$ по СНиП 23-01-99*) предельную величину θ_{yt} соответственно около 0,8 и порядка 0,65. По графику на рисунке 7.8 этому отвечают значения $Fo = 0,05^2 = 0,0025$ и $0,13^2 = 0,0169$. Если теперь считать, что со стороны помещения располагается кирпичная кладка с $\lambda = 0,81 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, $\rho = 1800 \text{ кг}/\text{м}^3$ и $c = 880 \text{ Дж}/\text{кг}\cdot\text{К}$ по СП 50.13330.2018, находим, что при теплозащите наружной стены на минимальном уровне, допускаемом действующими федеральными нормами, дающей для ΣR_{cl} уровень около $1,85 \text{ (м}^2\cdot\text{К)}/\text{Вт}$, $\tau = Fo \cdot \lambda_{cp} \cdot (\Sigma R_{cl})^2 = 11000$ и 74200 с , или 3,06 и 20,6 часа.

Модели с частично распределенными параметрами

Модели с распределенными параметрами сложны и представляют вычислительные трудности при их реализации. При этом не всегда бывает необходимо иметь распределение параметров микроклимата в моделируемом объекте по всем осям координат. Например, в помещениях малой площади с равномерно распределенными источниками вредности достаточно анализировать распределение только по высоте помещения.

В подобных случаях говорят о модели с частично распределенными параметрами (по одной или двум осям координат). В качестве такой модели рассмотрим систему уравнений для движущегося потока жидкости. Уравнение движения для проекции на ось x имеет вид:

$$\frac{\partial w}{\partial \tau} + \frac{1}{2} \frac{\partial(w^2)}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + X + \frac{\partial}{\partial x} \left(\zeta \frac{w^2}{2} \right) \quad (7.32)$$

где X – проекция на ось x ускорения массовых сил (например, силы тяжести); ζ – коэффициент потери энергии потока при движении (коэффициент гидравлического трения).

Уравнение сплошности потока:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial x} = 0 \quad (7.32a)$$

Уравнение баланса тепловой энергии:

$$\frac{1}{w} \frac{\partial t_{\epsilon}}{\partial \tau} + \frac{\partial t_{\epsilon}}{\partial x} = \frac{\alpha_t F_{y\partial}}{(c\rho)wf} (t - t_{\epsilon}) \quad (7.32b)$$

где α_t – коэффициент теплообмена, Вт/(м²·К);

F_{yd} – площадь поверхности теплообмена (ограждений), отнесенная к 1 м длины пути воздуха, м;

f – площадь поперечного сечения движущегося потока, м²;

c – удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К);

t – средняя по площади температура поверхностей, К.

Система уравнений дополняется граничными и начальными условиями. В приведенной модели используются коэффициент обмена α_t и потерь энергии ζ , что упрощает задачу расчета. Следует иметь в виду, что эти коэффициенты связаны с реальными процессами формирования микроклимата. Поэтому их значения определяют экспериментально или расчетом по более сложным трехмерным моделям. Заметим, что решением системы (7.32)–(7.32а) для стационарного случая является известное уравнение Бернулли.

Модели с сосредоточенными параметрами

Такие модели наиболее распространены в инженерной практике, что связано с их простотой и доступностью реализации. Суть модели состоит в том, что все величины в помещении принимаются *средними* по его объему. Таким образом, распределенные в общем случае параметры микроклимата концентрируются в одной точке, поэтому такие модели называют еще *точечными*.

Для точечных моделей характерны следующие упрощения:

- равномерное распределение лучистых тепловых потоков пропорционально площади поверхности ограждений;
- одинаковая средняя температура поверхностей ограждений;
- одинаковая средняя по объему температура воздуха;

- одинаковая средняя концентрация вредных веществ в объеме помещения;
- одинаковые и постоянные коэффициенты переноса (теплообмена, массообмена).

Точечные модели состоят из алгебраических уравнений и предназначены, как правило, для ручного счета. С их помощью определяют теплотери и тепlopоступления в помещение, выделение вредностей, определение установочной производительности и решают широкий круг других задач обеспечения микроклимата.

В частности, можно записать уравнение баланса конвективной теплоты для воздуха в помещении, Вт:

$$Q_k + \sum \alpha_{k,i} A_i (t_i - t_e) + L_n c_e \rho_e (t_n - t_e) / 3,6 = 0 \quad (7.33)$$

где Q_k – поступление в воздух помещения конвективной теплоты от источников, Вт; A_i – площадь i -й поверхности ограждения, обращенной в помещение, м²; t_i – температура i -й поверхности, °С; $\alpha_{k,i}$ – коэффициент конвективного теплообмена между воздухом и i -й поверхностью, Вт/(м²·К); L_n – объемный расход приточного воздуха, м³/ч; t_n и ρ_n – соответственно его температура, °С, и плотность, кг/м³; c_e – удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К). Целью расчета является вычисление температуры внутреннего воздуха t_b , °С.

Значения $\alpha_{k,i}$ определяются по известному выражению для естественной конвекции (см. п.п. 5.5): $\alpha_{k,i} = C_i \sqrt[3]{t_i - t_e}$, где C_i – коэффициент, зависящий от положения поверхности. Поскольку t_b заранее неизвестно, то и $\alpha_{k,i}$ до расчета

точно не определены. Однако можно оценить их среднее значение, пользуясь следующим приемом.

С учетом принятых допущений о равномерности распределения конвективного теплового потока по площади ограждений можно записать $Q_k = q_{k,cr} \sum A_i$, где $q_{k,cr}$ – средняя плотность конвективного теплового потока через поверхности, Вт/м². Одновременно из выражения для $\alpha_{k,i}$ получаем $t_i - t_{\epsilon} = (\alpha_{k,i} / C_i)^3$. Отсюда, подставляя это выражение в исходное уравнение баланса (7.33) и считая для начала $L_{\Pi} = 0$, находим, что $Q_k = \sum (A_i \alpha_{k,i}^4 / C_i^3) \approx (\alpha_{k,cr}^4 / C_{cr}^3) \sum A_i$. Следовательно, $q_{k,cr} = \alpha_{k,cr}^4 / C_{cr}^3$, поэтому $\alpha_{k,cr} \approx C_{cr}^{3/4} \sqrt[4]{q_{k,cr}} = 1.46 \sqrt[4]{Q_k / \sum A_i}$.

Если все t_i известны, вычисляем t_{ϵ} по выражению, получающемуся из (7.33):

$$t_{\epsilon} = \frac{Q_k + \alpha_{k,cr} \sum A_i t_i + L_n c_{\epsilon} \rho_n t_n / 3,6}{\alpha_{k,cr} \sum A_i + L_n c_{\epsilon} \rho_n / 3,6} \quad (7.34)$$

Если t_i заранее неизвестны, их можно определить из уравнений баланса теплоты для каждой i -й поверхности:

$$\frac{t_{ni} - t_i}{R_{o,i} - R_{\epsilon}} + \alpha_{k,cr} (t_{\epsilon} - t_i) + \alpha_{l,cr} (t_R - t_i) + \frac{Q_l}{\sum A_i} = 0 \quad (7.35)$$

где, помимо уже известных величин, Q_l – поступление на поверхности ограждений помещения лучистой теплоты от источников, Вт; t_{ni} – температура воздуха снаружи i -го ограждения, °С; $R_{o,i}$ – сопротивление теплопередаче i -го ограждения, м²·к/Вт; R_{ϵ} – сопротивление теплообмену на внутренней поверхности

ограждения, $\text{м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$, равное $1/(\alpha_{\text{л.ср}} + \alpha_{\text{л.ср}})$; $\alpha_{\text{л.ср}}$ – средний коэффициент лучистого теплообмена на поверхностях в помещении (см., например, п.3.1); t_R – радиационная температура помещения, $^{\circ}\text{C}$ (см. п.4.2). Каждое из слагаемых в выражении (7.35) представляет собой плотность теплового потока, $\text{Вт} / \text{м}^2$, через i -ю поверхность за счет соответственно теплопередачи, конвективного и лучистого теплообмена и прямого поступления излучения от сосредоточенных источников, которое в силу принятых нами допущений считаем равномерно распределенным по площади всех ограждений. Баланс теплоты для поверхности заключается именно в том, что в каждый момент времени сумма всех потоков теплоты через поверхность должна быть равна нулю.

Отсюда для величины t_i получаем формулу:

$$t_i = \frac{Q_{\text{л}} / \Sigma A_i + t_{\text{ни}} K'_i + \alpha_{\text{к.ср}} t_{\text{г}} + \alpha_{\text{л.ср}} t_R}{K'_i + \alpha_{\text{к.ср}} + \alpha_{\text{л.ср}}} \quad (7.36)$$

Здесь $K'_i = \frac{1}{R_{\text{o.i}} - R_{\text{г}}}$ – так называемый неполный коэффициент теплопередачи i -го ограждения, $\text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Очевидно, что выражение (7.36) построено в принципе таким же образом, как и (7.34): искомая температура в стационарном случае получается, как средневзвешенная из окружающих, причем весовыми коэффициентами выступают соответствующие коэффициенты теплообмена.

Вместе с тем, модели с сосредоточенными параметрами могут быть предназначены для решения **нестационарных задач** формирования микроклимата и поэтому включают уравнения в дифференциальной форме. В качестве примера рассмотрим модель формирования концентрации газовой вредности в помеще-

нии, известную как *уравнение воздухообмена*. В стационарном варианте оно было получено в п.5.6 (формула (5.40)).

Уравнение баланса вредности включает поступление и расход вредности за бесконечно малый промежуток времени $d\tau$. При этом дисбаланс вредности вызывает изменение концентрации:

$$Md\tau + LC_n d\tau - LCd\tau = VdC \quad (7.37)$$

где M – масса газовой вредности, поступающей в помещение, мг/ч;

L – расход приточного воздуха, м³/ч;

C – концентрация вредности в воздухе помещения, мг/м³;

C_n – концентрация вредности в приточном воздухе, мг/м³;

V – объем помещения, м³.

Уравнение (7.37) написано для случая, когда температура приточного и уходящего воздуха равны.

Интегрированием уравнения (7.37) можно получить, что при бездействии вентиляции, т.е. при $L = 0$, концентрация вредности со временем растет линейно:

$$C = C_0 + \frac{M}{V} \tau \quad (7.38)$$

Здесь C_0 – начальная концентрация вредности в воздухе помещения (при $\tau = 0$).

При работающей вентиляции получаем следующую зависимость:

$$C = \left(C_n + \frac{M}{L} \right) - \left[\left(C_n + \frac{M}{L} \right) - C_0 \right] \exp \left(-\frac{L}{V} \tau \right) \quad (7.39)$$

Иначе говоря, при вентилировании помещения концентрация вредности в помещении снижается по экспоненциальному закону, стремясь к минимальному значению для стационарного режима: $C_\infty = C_n + M/L$. Поскольку величина L рассчитывается именно исходя из величины C_∞ , которая не должна превышать ПДК (см. п.5.6), а при $\frac{L}{V} \tau > 3$ отклонение результата, даваемого формулой (7.39), от C_∞ , не превышает 5%, и им можно в инженерных расчетах пренебречь, получаем, что время проветривания составляет $\tau = 3 \frac{V}{L} = \frac{3}{n}$, где n – кратность воздухообмена.

Характерная модель с сосредоточенными параметрами для расчета t_b в **нестационарном режиме** – это **теория теплоустойчивости**.

Напомним суть получаемого при этом решения (К.Ф.Фокин, В.Н.Богословский и др., с последующими уточнениями). Прежде всего, сделаем еще одно дополнительное допущение – рассматриваем периодические колебания теплоступлений и теплопотерь, как правило, суточные. Если для этого случая записать систему уравнений баланса конвективной теплоты для воздуха в помещении и теплообмена на поверхностях, обращенных в помещение, по типу (7.33) – (7.36), но вместо первого слагаемого в (7.35) использовать результат решения дифференциального уравнения теплопроводности (уравнения Фурье) для массива i -й ограждающей конструкции при периодическом режиме, можно получить следующие зависимости:

$A_{tR} = A_Q / Y_{ном}$ – амплитуда колебаний t_R , °С, где A_Q – амплитуда колебаний теплоступлений или теплопотерь в помещении, Вт;

Амплитуда колебаний t_b , °C:

$$A_{tb} = A_Q / P_{ном} \quad (7.40)$$

где $P_{ном} = P_{огр} + P_{вент}$ – показатель теплопоглощения помещения, Вт/К;

$P_{вент} = L_n c_v \rho_n / 3,6$ – показатель теплопоглощения вентиляционного воздуха, Вт/К;

$P_{огр} = \frac{1}{\Omega_{max} / Y_{ном} + q_k / (\alpha_{к.ср} \Sigma A_i)}$ – показатель теплопоглощения ограждений помещения, Вт/К. Здесь $Y_{ном} = \Sigma Y_i A_i$ – суммарный показатель теплоусвоения поверхностей, обращенных в помещение, Вт/К; q_k – доля конвективной составляющей в переменных тепlopоступлениях или тепlopотерях; Ω_{max} – коэффициент прерывистости, используемый, если тепловой поток изменяется не гармонически, а ступенчато (включено – выключено). Для уточнения расчета, чтобы учесть несовпадение по фазе колебаний Q и температур, в формулы для A_{tr} и A_{tb} обычно вводят коэффициент, равный около 0,9. Значения Y_i – коэффициентов теплоусвоения i -х поверхностей, Вт/(м²·К), зависят от свойств материала поверхности. Нетрудно увидеть, что при подстановке в (7.40) выражений для $Y_{ном}$ и $P_{ном}$ они начинают напоминать формулу для t_b в стационарном случае (7.34).

Дальнейшее развитие данной модели позволяет решить задачу о сокращении требуемого воздухообмена в помещениях, обслуживаемых автоматизированными системами вентиляции и кондиционирования воздуха (В и КВ). Основной особенностью здесь является необходимость расчета нестационарного теплового режима обслуживаемого помещения с учетом автоматического регулирования систем В и КВ. В этих условиях, за счет совместного использования собственной теплоустойчивости помещения и регулирующего воздействия систем автоматического управления (САУ) удастся сократить установочную тепло- (холодо) производительность вентиляционного оборудования по сравнению с максимальным в течение суток значением теплоизбытков (или тепlopотерь)

Q_{max} и уменьшить в том же соотношении и воздухообмен (источник: Самарин О.Д. Теплофизика. Энергосбережение. Энергоэффективность. – М.: Изд-во АСВ, 2014. 296 с.).

Указанное сокращение можно произвести, если имеются переменные в течение рабочего дня (или суток, если системы В и КВ (СКВ) работают круглосуточно) составляющие теплового баланса. К ним относятся: в теплый и переходный периоды года (ТП и ПП) – теплопоступления от солнечной радиации; в холодный период (ХП) – теплопоступления от освещения (кроме помещений с постоянно работающим освещением в течение всего рабочего дня). Кроме того, для любого расчетного периода года сюда входят теплопоступления от людей и технологического оборудования, если есть данные об их неравномерном характере в течение дня.

Основой предлагаемой методики является предположение, что общая теплоустойчивость системы «помещение-СКВ-САР» складывается из показателя теплопоглощения помещения и управляющего воздействия САР

Можно показать, что в рассматриваемых условиях поддержание $t_b = \text{const}$ физически невозможно, хотя бы из-за наличия существенной зоны нечувствительности у датчиков температуры, входящих в САР.

Поэтому нужно задаться максимальной амплитудой колебаний t_b (A_{tb}).

При этом сама СКВ и ее САР образуют для помещения отрицательную обратную связь по каналу «телопоступления $Q_{возм} - t_b$ », поскольку входной информацией для их работы является величина отклонения t_b от заданного среднего уровня, а результатом их действия – тепловой поток $Q_{рег}$, который добавляется к $Q_{возм}$, полностью или частично компенсируя его и внося, таким образом, дополнительное стабилизирующее воздействие в систему «помещение-СКВ-САР».

Оптимальное значение A_{tb} можно задать, например, из соображений предотвращения чрезмерного теплового дискомфорта. Получаемая амплитуда будет непосредственно влиять на требуемую установочную мощность СКВ и

воздухообмен в помещении. При этом стремление значения $A_{тв}$ к нулю равносильно применению автоматического регулятора с бесконечным коэффициентом передачи и на практике нереализуемо.

Для ориентировочных расчетов можно принимать, что максимум всех переменных теплопоступлений приходится на середину рабочего дня, кроме теплопоступлений от освещения, которые в этот момент, наоборот, имеют минимум. Это особенно верно для ХП. Что касается ТП и ПП, то, учитывая, что основной вклад в тепловую нагрузку на помещение вносят теплопоступления от солнечной радиации, можно считать, что максимум общих теплопоступлений совпадает по времени с максимумом теплопоступлений от солнечной радиации, определенным в процессе соответствующего расчета.

В этом случае средняя за рабочее время нагрузка на системы В и КВ, Вт, должна определяться следующим образом:

$$Q_{ср} = Q_{пост} + Q_{пер}/2, (7.41)$$

где $Q_{пост}$ – сумма постоянных составляющих теплового баланса помещения; $Q_{пер}$ – то же для переменных составляющих.

Амплитуда колебаний тепловыделений при этом определится по формуле (7.42):

$$A_q = Q_{пер}/2 (\text{для ТП и ПП});$$
$$A_q = |Q_{пер}/2 - Q_{осв}| (\text{для ХП}); (7.42)$$

где $Q_{осв}$ – теплопоступления от освещения. Во всех случаях предполагается, что определяемые обычным расчетом максимальные значения каждой составляющей теплового баланса примерно в 2 раза больше средних за рабочее время (если есть более точные данные, расчет должен их учитывать). Формула (7.42), кроме того, учитывает, что, в отличие от остальных составляющих, тепловыделения от освещения в середине рабочего дня минимальны.

Определяем нормируемую амплитуду колебаний температуры внутреннего воздуха в соответствии с назначением помещения и технологическими требованиями. При отсутствии специальных требований в ХП и ПП $A_{тв} = 1^\circ\text{C}$, а в ТП

– 1 .. 2°C (меньшее значение – при расчете КВ). Более точно эту амплитуду можно определять из условий комфортности.

Вычисляем показатель собственной теплоустойчивости помещения, Вт/К:

$$P_{\text{пом}} = P_{\text{огр}} + P_{\text{вент}}, \quad (7.43)$$

$$P_{\text{вент}} = Lc\rho.$$

Однако при автоматическом регулировании систем В и КВ под расходом воздуха L в формуле (7.43) понимается только неорганизованный воздухообмен (инфильтрация, эксфильтрация и т.д.). При этом L следует подставлять в м³/с; $c = 1.005$ кДж/(кг·К) – удельная теплоемкость воздуха, а $\rho = 1,2$ кг/м³ – его плотность в условиях расчета.

$$P_{\text{огр}} = \frac{1.1 + (0.25 - 0.1D_{\text{ср}})q_k}{1/\Sigma YA + q_k/\Sigma \alpha A}, \quad (7.44)$$

где $D_{\text{ср}} = \Sigma DA/\Sigma A$ – осредненная тепловая инерция ограждений помещения; ΣYA – суммарный показатель теплоусвоения внутренних поверхностей ограждений; $\Sigma \alpha A$ – то же для конвективного теплообмена; $\Sigma \alpha A = \alpha_{\text{ср}}\Sigma A$, где $\alpha_{\text{ср}}$ можно принимать равным около 2 Вт/(м²К); q_k – доля конвективной составляющей в переменной части тепловыделений. Следует только заметить, что при $D_{\text{ср}} < 1$ в формулу (7.44) следует подставлять $D_{\text{ср}} = 1$, а при $D_{\text{ср}} > 2,5$ следует подставлять $D_{\text{ср}} = 2,5$.

Значения q_k определяются для различных видов тепlopоступлений по выражению:

$$q_k = \Sigma q_{k,i} Q_i / \Sigma Q_{\text{пер}} \quad (7.45)$$

где Q_i – i -я составляющая переменных тепловыделений; q_{ki} – доля конвективной части в Q_i . Для тепловыделений от солнечной радиации $q_k = 0,15 \dots 0,2$; от людей – около 0,4 .. 0,6 (по явной теплоте); от освещения люминесцентными лампами – порядка 0,4 .. 0,5; от технологического оборудования – в пределах от 0,2 до 0,8 (определяется индивидуально). Ориентировочно в ТП и ПП $q_k = 0,25 \dots 0,3$; в ХП – 0,4 .. 0,5.

Значения $D_{\text{ср}}$ и ΣYA определяются расчетом соответствующих показателей для каждого ограждения по обычным формулам. При этом в большинстве случаев величину ΣYF и $P_{\text{огр}}$ можно определить таким же способом, как и $\Sigma \alpha A$, т.е. через ΣA и средние удельные коэффициенты теплоусвоения $Y_{\text{уд}}$ и теплопоглощения $P_{\text{уд}}$ внутренних поверхностей ограждающих конструкций, Вт/м²·К, которые зависят главным образом от материала слоев ограждений, обращенных в помещение, и для наиболее типичных сочетаний материалов и характерных соотношений размеров поверхностей могут быть приняты по таблице 7.1.

Таблица 7.1.

Характеристики различных вариантов ограждений

Материал со стороны помещения :				$Y_{\text{уд}},$ Вт/м ² · К	$\Sigma YA /$ $\Sigma \alpha A$	$P_{\text{уд}},$ Вт/м ² · К
Наружная стена	Пол	Потолок	Внутренние стены			
Шлакобетон	Линолеум	Ж/бетон	Гипсобетон	12,2	6,1	1,72
Кирпич	То же	То же	Кирпич	10,6	5,3	1,68
То же	То же	То же	Сухая штукатурка	7,8	3,9	1,59
Легкий бетон	Паркет	Фибролит	То же	4,6	2,3	1,39
То же	Ж/бетон	Ж/бетон	Гипсобетон	11,4	5,7	1,70
Кирпич	Линолеум	То же	То же	10,0	5,0	1,67
Шлакобетон	Паркет	То же	Сух.штукат.	8,8	4,4	1,60
Легкий бетон	Линолеум	То же	То же	8,2	4,1	1,61
Дерево	Дерево	Дерево	Дерево	6,2	3,1	1,51

Соответствующее уравнение общего теплового баланса помещения из-за допущения некоторой амплитуды колебаний внутренней температуры получается в следующем виде:

$$(1 - q_k) Q_{\text{возм}} - Q_{\text{рег}} - P_{\text{огр}} [(1 - q_k) Q_{\text{возм}} / \Sigma \alpha A + t_b] = 0; \quad (7.46)$$

Вычисляем динамический коэффициент регулирования систем В и КВ:

$$R_{\text{дин}} = \frac{A_{\text{тв}} P_{\text{пом}}}{A_q} \text{ (безразмерный)}. \quad (7.47)$$

Если $R_{\text{дин}} > 1$, то собственной теплоустойчивости помещения хватает для поддержания температуры внутреннего воздуха в требуемых пределах. Тогда автоматическое регулирование по отклонению внутренней температуры не требуется, а расчетное значение тепловыделений (для расчета воздухообмена) $Q_{\text{расч}} = Q_{\text{ср}}$. Если же $R_{\text{дин}} < 1$, то необходимо автоматическое регулирование систем В и КВ. Тогда расчетное значение тепловыделений, равное амплитуде $Q_{\text{рег}}$, Вт, вычисляется по формуле (7.48):

$$Q_{\text{расч}} = Q_{\text{ср}} + K_{\text{асс}} A_q, \text{ Вт}; \quad (7.48)$$

где $K_{\text{асс}}$ – коэффициент ассимиляции переменных тепловыделений, по смыслу равный отношению требуемой амплитуды колебаний $Q_{\text{рег}}$ к амплитуде колебаний $Q_{\text{возм}}$ и определяемый по формуле (7.49):

$$K_{\text{асс}} = A(1 - B \cdot R_{\text{дин}}) B_o; \text{ (безразмерный)}. \quad (7.49)$$

Данное соотношение получается после замены текущих значений переменных их амплитудами и некоторых преобразований из уравнения (7.46). Физическая сущность множителя в выражении (7.49), стоящего в скобках, заключается в снижении необходимой установочной мощности автоматизированных систем В и КВ за счет частичного использования теплоинерционности помещения при поддержании внутренней температуры в заданном диапазоне, так что на долю САР в этом случае возлагается задача по компенсации только той части теплового возмущения, которая не может быть погашена самим помещением.

По определению коэффициент ассимиляции всегда меньше 1, т.к. собственная теплоустойчивость помещения никогда не равна нулю. При этом предполагается, что доля лучистой составляющей в теплоотдаче (теплоассимиляции) СКВ не превышает соответствующую долю в тепловом возмущении, что отвечает известному положению (В.Н.Богословский, Е.Г.Малявина) о

предпочтительности конвективного способа компенсации лучистых тепловыделений. В частном случае, когда собственных ресурсов помещения достаточно для поддержания расчетных внутренних условий в требуемых пределах, коэффициент ассимиляции равен нулю, а автоматическое регулирование по отклонению от среднего не требуется. В противном случае определяется коэффициент передачи управляющего устройства, связанный с коэффициентом ассимиляции и обеспечивающий требуемое управляющее воздействие САР.

Параметр B_o – показатель ассимиляции лучистых тепловыделений конвективными системами В и КВ;

$$B_o = \frac{1+0.7q_k\Sigma YA/\Sigma \alpha A}{1+0.7\Sigma YA/\Sigma \alpha A} \text{ (безразмерный)}. \quad (7.50)$$

Ясно, что B_o всегда меньше единицы, поскольку $q_k < 1$. Параметры A и B зависят в общем случае от $R_{\text{дин}}$, q_k и используемого закона регулирования. При пропорциональном регулировании (когда тепло(холодо) производительность систем В и КВ меняется прямо пропорционально отклонению температуры внутреннего воздуха от заданного среднего значения) для A и B в среднем имеем: при $R_{\text{дин}} > 0,75$ $A = 1,15$, $B = 1$; при $R_{\text{дин}} < 0,75$ $A = 1$, $B = 0,9$.

В общем случае сложного лучисто-конвективного характера теплопоступлений и теплоотдачи(теплоассимиляции) систем В и КВ, а также при сложных законах регулирования, в формуле (7.49) появляются числовые коэффициенты, учитывающие свойства регулятора и СКВ, но структура приведенной зависимости, состоящей из двух множителей, описывающих управляющее воздействие и теплоинерционность помещения, остается неизменной.

Полученное значение $Q_{\text{расч}}$ используется в дальнейшем для расчета воздухообмена по явной теплоте. Поскольку по смыслу приведенных зависимостей $K_{\text{асс}}$ всегда меньше единицы, а значит, и $Q_{\text{расч}} < Q_{\text{max}}$, учет автоматического регулирования действительно приводит к сокращению максимальной тепловой или холодильной нагрузки установок В и КВ и к уменьшению в той же пропорции их воздухопроизводительности. При этом получаемая экономия носит комплексный характер, поскольку помимо сокращения установочной мощности

и габаритов вентагрегатов, при этом уменьшаются размеры трубопроводов, воздухопроводов и воздухо-распределительных устройств, а также затраты электроэнергии на привод вентиляторов и насосов.

Более того, повышается коэффициент использования установленной мощности оборудования, т.к. сокращается разрыв между максимальной и средней нагрузкой на СКВ. По сути дела, предлагаемый способ сокращения воздухообмена представляет собой возможно более полное использование пассивных (конструктивных и объемно-планировочных) элементов систем обеспечения микроклимата для поддержания требуемых параметров воздушной среды и сокращение за счет этого роли активных компонентов, а значит, и возможность энергосбережения (по сравнению с традиционными решениями).

О масштабах достигаемой в данном случае экономии можно судить на основании следующего характерного примера. Расчеты проведены для помещения площадью 16 м^2 с максимальными тепловыделениями $Q_{\max} = 1500 \text{ Вт}$ и средними за рабочее время продолжительностью 9 часов $Q_{\text{ср}} = 750 \text{ Вт}$. Предполагалось, что поступления избыточного тепла связаны преимущественно с солнечной радиацией, так что доля лучистой составляющей в них равна 0,8. Остальные 20% проникают за счет конвекции на поверхностях остекления, т.е. $q_{\text{к}} = 0,2$. В качестве СКВ принята воздушная конвективная система охлаждения. Характеристики ограждений соответствуют рядовому помещению в здании со стенами из силикатного кирпича, перегородками из гипсобетона и перекрытиями из железобетонных пустотных панелей. В этом случае при высоте этажа 2,7 м собственная теплоустойчивость помещения составляет $P_{\text{пом}} = 460 \text{ Вт/К}$, а показатель B_0 равен 0,57.

Тогда при пропорциональном законе регулирования СКВ и довольно жестких требованиях к амплитуде внутренней температуры (в 1 градус) коэффициент ассимиляции переменных тепловыделений получается равным всего 0,25, и в этих условиях достаточная установочная мощность оборудования $Q_{\text{расч}} = 940 \text{ Вт}$. Это на 37% ниже максимальной нагрузки на помещение и на

16% ниже значения, получаемого по существующей методике расчета нестационарного теплового режима помещения, не учитывающей влияние автоматического регулирования на мощность СКВ.

При применении оптимального регулирования по пропорционально-дифференциальному закону, когда предварение регулирующего воздействия компенсирует запаздывание колебаний теплового возмущения за счет теплоинерционности помещения, требуемая мощность еще более уменьшается. При этом разница между ней и максимальной нагрузкой увеличивается соответственно до 39% и 19%, а при расширении допустимого диапазона колебаний внутренней температуры до 1,65 °С в обе стороны от средней установочная мощность принимает минимально возможное значение, равное $Q_{\text{ср}} = 750$ Вт. В такой же пропорции снижается и годовой расход теплоты на подогрев приточного воздуха, что следует признать очень значительным результатом, тем более что он достигается вообще без дополнительных капиталовложений.

Предлагаемую методику сокращения воздухообмена целесообразно использовать для помещений, в которых требуется подробный его расчет по тепловыделениям. Дело в том, что часто в таких помещениях фактическая кратность воздухообмена бывает существенно выше, чем там, где она определяется по нормативам. В то же время нормативную кратность снижать нецелесообразно, поскольку она определяется главным образом по требованиям безопасности, а значит, в соответствии с действующими в РФ документами эти нормативы должны иметь обязательный характер. Поэтому при необходимости уменьшить в процессе подробного расчета суммарный расход приточного воздуха на здание в целом такая методика может оказаться единственным способом обеспечения такого соответствия.

В помещениях большого объема имеет место выраженное распределение параметров микроклимата прежде всего по высоте. В этом случае, не прибегая к привлечению более сложных моделей с полностью или частично распреде-

ленными параметрами, можно решить задачу приближенно с помощью точечной модели.

Решение состоит в выделении в объеме помещения двух зон, для каждой из зон составляется уравнения баланса вредностей, которые дополняют уравнениями тепло-массообмена на границе раздела зон. Подобная модель называется *двухзонной* и представляет собой уточнение модели с сосредоточенными параметрами.

Модели, управляющие формированием микроклимата

Начиная с 80-х годов прошлого столетия, получили распространение специальные информационные комплексы, управляющие инженерным оборудованием крупных зданий общественного назначения, таких как гостиницы, офисы и т.д. Среди прочих задач, которые ставятся перед такими комплексами, важной является задача реализации энергосберегающих технологий обеспечения микроклимата. В этом случае обычно говорят об «*Интеллектуальном здании*».

Энергосбережение осуществляется путем управления работой отдельных элементов систем отопления-охлаждения и вентиляции (теплообменников, клапанов, насосов и вентиляторов) по специальному алгоритму. При этом управляющий компьютер собирает и анализирует информацию от метеостанции и датчиков, фиксирующих параметры микроклимата во всех помещениях и параметры работы систем обеспечения микроклимата.

К специальной модели, описывающей процессы формирования микроклимата, предъявляются два требования:

- модель должна обладать высокой точностью для корректного обеспечения параметров в каждом помещении;
- модель должна обладать исключительным быстродействием реализации на компьютере в силу большого объема вычислительных действий.

Точность подобного рода моделей достигается за счет их *идентификации* в натурных условиях. Имеется в виду определение всех характеристик, определяющих тепловой, влажностный и газовый режимы помещения, на основе измерений непосредственно в рассматриваемом помещении.

Быстродействие модели достигается за счет ее простоты. Известны модели, состоящие из простейших балансовых уравнений теплоты, влаги, воздуха и газовых примесей и модели типа «вход-выход», не отражающие физическую сущность процессов.

Физическое моделирование

Физическое моделирование осуществляется в натурных условиях и на геометрически подобных моделях. *Натурные исследования* проводят на действующих объектах. Возможны разовые обследования и длительные наблюдения (*мониторинг*) за объектом.

Изучение свойств объекта в натурных условиях имеет преимущество достоверности. Однако в натурных условиях затруднительно установить закономерности тех или иных процессов из-за большого числа помех случайного характера. Этот недостаток скрадывается при длительном наблюдении объекта. При последующем осреднении результатов длительного наблюдения случай-

ные факторы, действующие в ту или иную сторону, взаимно погашаются, проявляя, таким образом, основную закономерность процесса.

В настоящее время имеется большое разнообразие измерителей параметров микроклимата – температуры воздуха и поверхностей, влажности и подвижности воздуха, концентрации газовых примесей. *Современные измерители* обладают возможностью автономного сохранения результатов измерений за длительный период и периодического считывания результатов с помощью дистанционного сканирования. Это позволяет размещать измерители во многих точках помещения.

Результаты измерений обрабатываются и хранятся в компьютере. Следует иметь в виду, что полномерное проведение мониторинга микроклимата зданий и сооружений – это достаточно дорогостоящее мероприятие.

Помимо натурных обследований, возможно воспроизведение процессов в лабораторных условиях на моделях, подобных натурному объекту. Лабораторно-модельный метод обладает рядом преимуществ перед методом исследований в натуре:

- возможностью изучения не выполненных еще в натуре объектов;
- возможностью систематического изучения влияния какого-либо фактора, выделенного из всей совокупности влияющих на процесс факторов;
- возможностью изучения быстро протекающих явлений, неуловимых в натурных условиях.

Помимо этого, моделирование оказывается дешевле натурных исследований.

При проведении эксперимента в натуре или на модели изучают конкретное явление и на основе обобщения результатов стремятся получить основания для

расчета других родственных явлений. Закономерно распространять результаты моделирования можно только на подобные явления. Применительно к моделированию процессов формирования микроклимата различают геометрическое, механическое и тепловое подобие.

Как известно из теории подобия, *геометрическое подобие* обусловлено равенством углов и пропорциональностью сходственных сторон в сравниваемых геометрических фигурах. Под *механическим подобием* понимается пропорциональность скоростей и ускорений двух потоков, а также подобие сил, вызывающих подобные движения.

При *тепловом подобии* сохраняется подобие температуры и тепловых потоков.

Данные опыта можно распространять на подобные явления, у которых выполняются условия однозначности и численно равны определяющие критерии подобия.

Условиями однозначности, подлежащими воспроизведению на модели, являются:

- геометрическая форма моделируемого помещения;
- расположение и форма приточных и вытяжных отверстий в помещении;
- скорость движения v и температура воздуха t в приточных и вытяжных отверстиях;
- физические параметры воздуха (плотность ρ , вязкость ν , теплоемкость c , теплопроводность λ , температуропроводность $a = \lambda/(c\rho)$);
- источники и стоки теплоты, влаги, паров и газов (расположение и форма, температура и концентрация, мощность).

Основными *критериями механического подобия* являются:

– **Рейнольдса** ($Re = vl/\nu$), определяющий соотношение между инерционными силами и силами вязкости, здесь l – характерный размер объекта (длина, диаметр и т.д.);

– **Фруда** ($Fr = \frac{v^2}{gl}$), выражающий соотношение между гравитационными и инерционными силами;

– **Архимеда** (Ar) характеризующий соотношение сил инерции и вытеснения (см. ниже);

– **Эйлера** ($Eu = \frac{P}{\rho v^2}$), определяющий соотношение сил давления P и динамических сил.

Тепловое подобие определяется следующими критериями:

– **Прандтля** ($Pr = \nu/\alpha$), характеризующего физические свойства воздуха;

– **Пекле** тепловой ($Pe = Re \cdot Pr$), аналогичный критерию Рейнольдса;

– **Нуссельта** ($Nu = \alpha l/\lambda$), характеризующий процесс теплообмена на границе между телом и жидкостью. В отличие от **критерия Био**, здесь под λ понимается **теплопроводность** не стенки, а **жидкости**.

Во многих случаях выполнить все условия однозначности оказывается трудно. Здесь на помощь приходит замечательное свойство методологии моделирования, называемое **автомодельностью**. Область автомодельности – это такая область явления, в пределах которой не требуется соблюдения равенства отдельных критериев.

Наиболее распространенным явлением автомодельности, которым широко пользуются в моделировании аэродинамических и тепловых процессов, служит движение жидкости в зоне турбулентного течения. Это обстоятельство позволяет расширить возможности моделирования, заменив **потокораспределение воздуха** в натурных условиях **потокораспределением воды**. Условия подобия

будут соблюдаться, если установлено, что течение в том и другом случае является развитым турбулентным. Проявлением этого условия обычно считают $Re \geq 2320$.

Примером подобного случая может служить моделирование аэродинамических процессов в гидравлическом лотке. В этом устройстве движущийся поток воздуха моделируется движущимся по рабочему столу плоским потоком воды. Если в потоке оказывается контур испытуемого предмета (например, здания), то задача состоит в визуализации характера движения воды в зоне возмущения. Для визуализации обычно используют алюминиевую пудру, которая равномерно растекается по поверхности воды и не тонет.

При фотографировании модели на снимке четко видны все завихрения и линии тока воды, которые оставляют движущиеся частички пудры. Описанный прибор моделирует плоскую картину или двухмерный процесс обтекания.

Другим примером автомодельности служит процесс свободного движения жидкости, вызванного ее разной плотностью. Так, при $Gr \cdot Pr \geq 2 \times 10^7$ закономерность процесса не зависит от линейного размера и температуры источника, что удобно использовать при моделировании конвективных течений и струй, не заботясь о равенстве критерия Архимеда в натуре и на модели. Здесь $Gr = g\beta\Delta t l^3 / \nu^2 = Ar \cdot Re^2$ – критерий **Грасгофа**, показывающий соотношение сил вытеснения и вязкости, где β – коэффициент температурного расширения (для воздуха $\beta = 1/T$).

Пересчет полученных на модели результатов подразумевают использование **масштабных соотношений**. Наиболее понятным является масштаб длин, равный отношению размеров объекта в натуре l_n и на модели l_m : $m = l_n / l_m$.

Масштаб длин назначается произвольно, исходя из удобных для работы размеров модели. Помимо масштаба длин используются масштабы и других моделируемых величин: температуры, скорости, расхода воздуха и тепловых потоков и т.д. Все остальные масштабные соотношения, за исключением масштаба длин, назначаются, исходя из условия равенства определяющих критериев подобия.

Аналоговое моделирование

Аналоговое моделирование – это разновидность физического моделирования, в котором реальный физический процесс заменяется другим физическим процессом, более удобным с точки зрения реализации. Так, например, измерить распределение температуры в толще наружного ограждения в реальных условиях оказывается затруднительным. Пользуясь аналогией процесс теплопроводности в толще ограждения, можно заменить электропроводностью на модели. Причем электрические параметры измеряются достаточно просто.

В данном случае речь идет об *электротепловой* аналогии, которая вытекает из формально одинакового написания *уравнения теплопроводности* Фурье и так называемой *телеграфной функции* – уравнения распространения электрического потенциала U в проводнике. Для решения практических задач используют устройства, называемые *электроинтеграторами*. Подробнее данный вопрос рассматривался в Главе 3.

7.3. Процессы изменения состояния влажного воздуха при вентиляции помещений

Построение процессов изменения состояния воздуха в помещении и оборудовании систем вентиляции или кондиционирования необходимо для решения вопроса о возможности того или иного способа обработки воздуха и для определения затрат теплоты, холода и влаги в ходе такой обработки.

Условные обозначения основных точек на *I-d*-диаграмме:

Н – состояние наружного воздуха;

В – состояние внутреннего воздуха в обслуживаемой (рабочей) зоне помещения;

П и У – состояние соответственно приточного и удаляемого (вытяжного) воздуха;

УТ – состояние воздуха после подогрева в теплоутилизаторе;

К – состояние воздуха после воздухонагревателя (первой ступени);

О – состояние воздуха после воздухоохладителя или секции увлажнения (в зависимости от процесса);

С – состояние смеси двух воздушных потоков;

$\varepsilon_{\text{пом}}$ – угловой коэффициент луча процесса изменения состояния воздуха в помещении.

Другие обозначения поясняются применительно к каждому конкретному процессу.

Исходные данные для расчета

$Q_{изб.я}$ – избытки явной теплоты в помещении для соответствующего периода года, Вт, определяемые по результатам вычисления теплопотерь и теплопоступлений по уравнению теплового баланса;

$M_{ВП}$ – влаговыведения в помещении, кг/ч;

Параметры точки Н и температура t_b точки В (в режиме вентиляции).

В режиме кондиционирования воздуха для точки В заранее принимается и t_b , и относительная влажность ϕ_b .

Дополнительно вычисляем:

$Q_{изб.п} = Q_{изб.я} + M_{ВП}(2490 + 1,8t_b)/3,6$, Вт – избытки полной теплоты в помещении;

$$\varepsilon_{пом} = \frac{3,6Q_{изб.п}}{M_{ВП}}, \text{кДж} / \text{кг} \text{ (см. п.6.6).}$$

Прямоточная схема

В условиях вентиляции построение в любом случае начинается от точки Н, которая наносится на диаграмму в соответствии с параметрами состояния наружного воздуха для соответствующего периода года. Затем находим точку П на линии $d_n = const$ при температуре t_n . Из точки П проводим луч с угловым коэффициентом $\varepsilon_{пом}$, рассчитанным также для соответствующего периода, и на пересечении этого луча с изотермой t_b будет располагаться точка В. По построению определяем для этой точки фактическое значение ϕ_b и проверяем ее соответствие допустимому диапазону. Затем на пересечении того же луча с изотермой t_y находим точку У.

Теплый период года

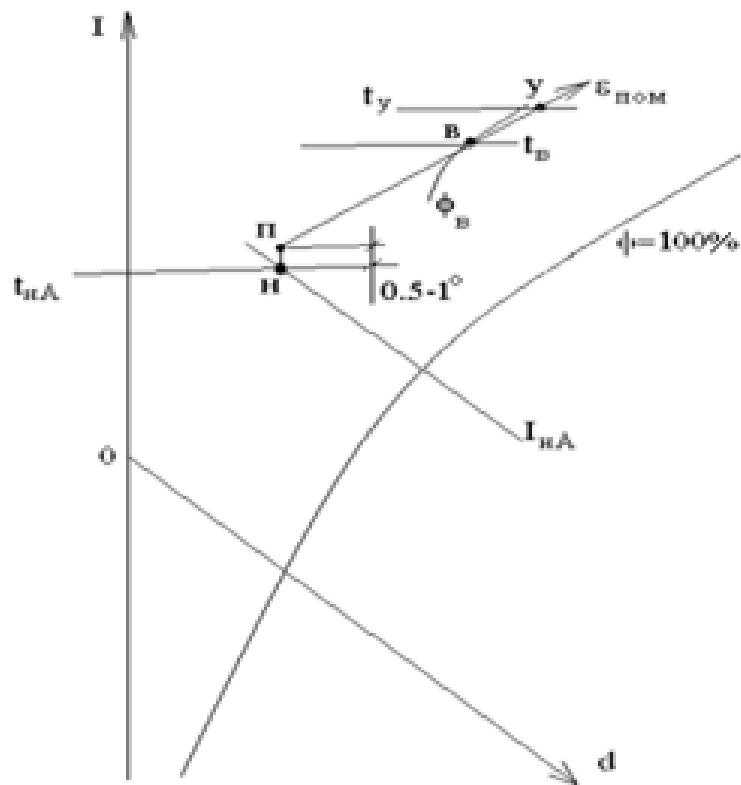


Рис.7.11. Схема процесса изменения состояния воздуха при вентиляции помещения в ТП

Точка Н устанавливается по параметрам «А». Специальная обработка наружного воздуха в этом режиме не предусматривается, осуществляется только его подача вентилятором, в котором происходит некоторый подогрев, поэтому принимаем $t_{\text{п}} = t_{\text{нА}} + (0,5 \dots 1)^\circ$. Величина $t_{\text{в}}$ обычно считается равной $t_{\text{нА}} + 3$, но не выше $+28^\circ$ (Рис. 7.6).

Воздухообмен в помещении, т.е. **расход** приточного воздуха и равный ему **расход** вытяжного, кг/ч, (при схеме организации воздухообмена «один приток – одна вытяжка») вычисляется по формуле:

$$G_B = \frac{3,6Q_{\text{изб.я}}}{C_B(t_y - t_n)} \quad (7.51)$$

Температуру уходящего воздуха при этом можно определить по выражению:

$t_y = t_B + (H - h_{pz}) grad t$, где $grad t$, К/м – вертикальный градиент температуры по высоте помещения, зависящий от удельной теплonaпряженности помещения $q_{y\partial} = \frac{Q_{изб.я}}{V}, Bm / (m^3 \cdot K)$ (см. п.5.6).

Здесь V – объем помещения, m^3 .

Получаемое по построению значение ϕ_B не должно превышать 65%.

Процесс для переходного периода выглядит аналогично, только принимаются следующие параметры точки Н: $t_H = +10^\circ$, $I_H = 26,5$ кДж/кг.

Холодный период года

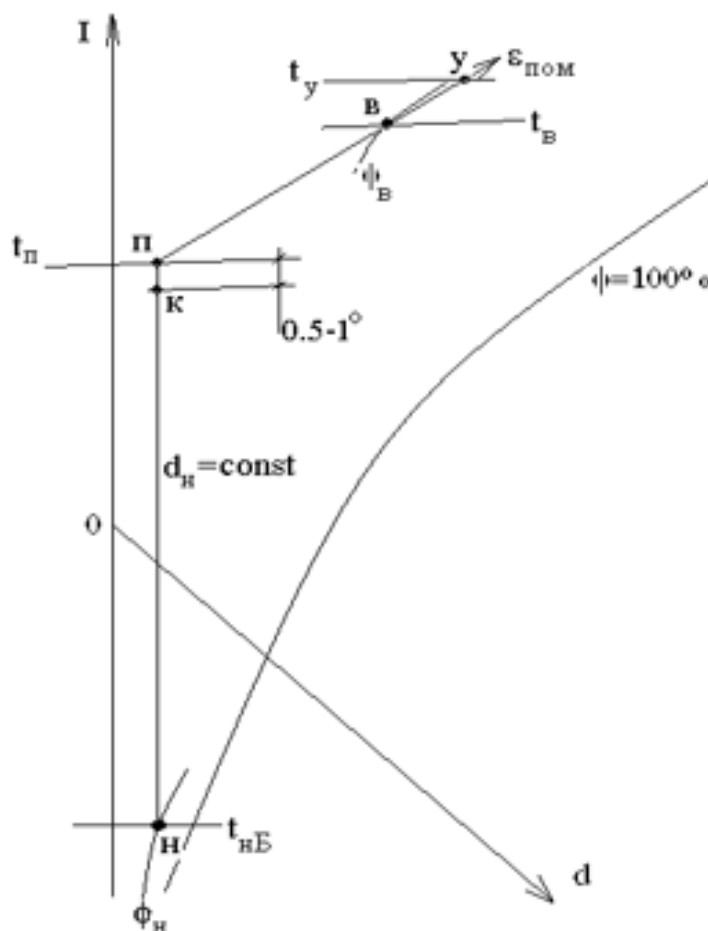


Рис.7.12. Схема процесса изменения состояния воздуха при вентиляции помещения в ХП

Н-К – нагрев наружного воздуха в поверхностном воздухонагревателе (калорифере). Принимаем температуру t_k на $0,5 \dots 1^\circ$ ниже, чем требуемая температура притока t_{Π} , для учета последующего догрева воздуха в вентиляторе (рис. 7.12).

Величина t_{Π} может быть вычислена, исходя из рассчитанного для теплого периода воздухообмена и величины $Q_{изб.я}$ в холодный период:

$$t_n = t_y - \frac{3,6Q_{изб.я}^{хп}}{C_{\epsilon} G_B} \quad (7.52)$$

Если оказывается, что $t_{\Pi} < t_{в.от}$ (минимально допустимого значения для расчета системы отопления), принимаем $t_{\Pi} = t_{в.от}$, пересчитываем воздухообмен (он будет больше, чем вычисленный для теплого периода) и уточняем фактическую величину $t_{в}$ в теплый период:

$$t_y = t_n^{mn} - \frac{3,6Q_{изб.я}^{mn}}{C_{\epsilon} G_B} \quad (7.52a)$$

откуда $t_{\epsilon} = t_y - (H - h_{pz})gradt$. Она будет ниже первоначально принятой, но заведомо выше, чем t_n , поэтому останется допустимой.

Расход теплоты на нагрев воздуха в калорифере, Вт:

$$Q_k = G_B C_{\epsilon} (t_k - t_H) / 3,6 \quad (7.53)$$

Адиабатное охлаждение (увлажнение) наружного воздуха в теплый период года

Адиабатное охлаждение и увлажнение можно осуществить в контактных аппаратах (форсуночные камеры или сотовые увлажнители) с рециркулирующей водой, при этом практически $I = \text{const}$. Подробнее об этом рассказывалось выше. В отличие от простой вентиляции, здесь можно более точно поддерживать требуемые параметры точки В, поэтому изначально задаемся не только температурой t_B , но и относительной влажностью, лучше всего на максимально допустимом уровне для теплого периода: $\phi_B = 65\%$, и наносим по этим данным точку В на I - d -диаграмму. Вычисляем значение $\varepsilon_{\text{пом}}$ и проводим соответствующий луч через точку В. Определяем температуру t_y и находим на луче процесса точку У. Точка Н отмечается по значениям $t_{\text{нА}}$ и $I_{\text{нА}}$, как и при обычной вентиляции. Для учета подогрева воздуха в вентиляторе наносим вспомогательную точку Н' с температурой $t_{\text{н}'} = t_{\text{н}} + (0,5 \dots 1)^\circ$, проводим через нее линию $I_{\text{н}'} = \text{const}$ и на ее пересечении с лучом процесса в помещении отмечаем точку П. По построению определяем температуру $t_{\text{п}}$. Реальный процесс проходит сначала по линии $I_{\text{н}} = \text{const}$ из точки Н до точки П', лежащей ниже точки П на $(0,5 \dots 1)^\circ$. Построение показано на рис.7.13.

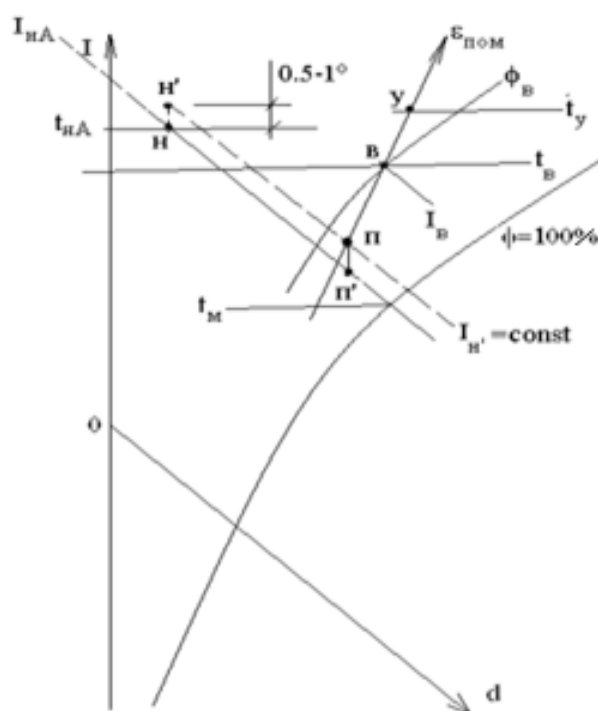


Рис.7.13. Схема процесса изменения состояния воздуха при его адиабатном увлажнении в ТП

Очевидно, что для ассимиляции теплоизбытков в помещении должно выполняться соотношение $t_{\text{п}} < t_{\text{в}}$. Из построения следует, что необходимое условие этого – неравенство $I_{\text{н}} < I_{\text{в}}$, если оно не выполняется, то такой процесс не позволяет добиться допустимых параметров внутреннего воздуха и требуется искусственное охлаждение, точнее кондиционирование воздуха. Обычно такой процесс можно применять в жарком и сухом климате. Расход воды на увлажнение, кг/ч:

$$G_{\text{исп}} = G_{\text{в}}(d_{\text{н}} - d_{\text{н}}') \cdot 10^{-3} \quad (7.54)$$

Требуемый воздухообмен, как и ранее, вычисляется по формуле:

$$G_{\text{в}} = \frac{3,6Q_{\text{изб.я}}}{C_{\text{в}}(t_{\text{в}} - t_{\text{н}}')} \cdot \text{Поскольку по построению точка П лежит на линии } I_{\text{н}}' = \text{const}$$

и при этом $d_{\text{п}} > d_{\text{н}}'$, очевидно, что $t_{\text{п}} < t_{\text{н}}'$. В то же время в отсутствие увлажнения (при простой вентиляции) имеет место равенство $t_{\text{п}} = t_{\text{н}} + (0,5 \dots 1)^{\circ} = t_{\text{н}}'$, поэтому применение адиабатного увлажнения приводит к увеличению разности температур $(t_{\text{в}} - t_{\text{п}})$ в знаменателе формулы для $G_{\text{в}}$, а значит, к сокращению требуемого воздухообмена, причем без использования искусственных источников холода.

7.4. Процессы изменения состояния воздуха при его кондиционировании (прямоточная схема)

В отличие от обычной вентиляции, при построении процессов изменения состояния воздуха при его кондиционировании для точки В задается значение не только $t_{\text{в}}$, но и относительной влажности $\varphi_{\text{в}}$. Это позволяет изначально нанести данную точку на $I-d$ -диаграмму и через нее провести луч процесса изменения состояния воздуха в помещении с угловым коэффициентом $\varepsilon_{\text{пом}}$ для соот-

Теплый период года

Рис.7.14а. Схема процесса изменения состояния воздуха при его кондиционировании в ТП (Вариант 1)

Если разность $(t_b - t_n)$ слишком мала (меньше $2 \dots 3^\circ$), что приводит к завышенному воздухообмену, необходимо перейти к Варианту 2. Реальный процесс в воздухоохладителе идет от Н до точки О с температурой на $0.5 \dots 1^\circ$ ниже t_n с учетом последующего подогрева воздуха в вентиляторе.

Как и при обычной вентиляции, требуемый воздухообмен вычисляется по формуле: $G_B = \frac{3,6Q_{изб.я}}{C_B(t_y - t_n)}$, кг/ч.

Значение t_y можно принять, как и ранее, через $grad\ t$, но при кондиционировании воздуха обычно этим пользуются только для высоких помещений (выше 4 м), а в остальных случаях считают $t_y = t_b + 1$.

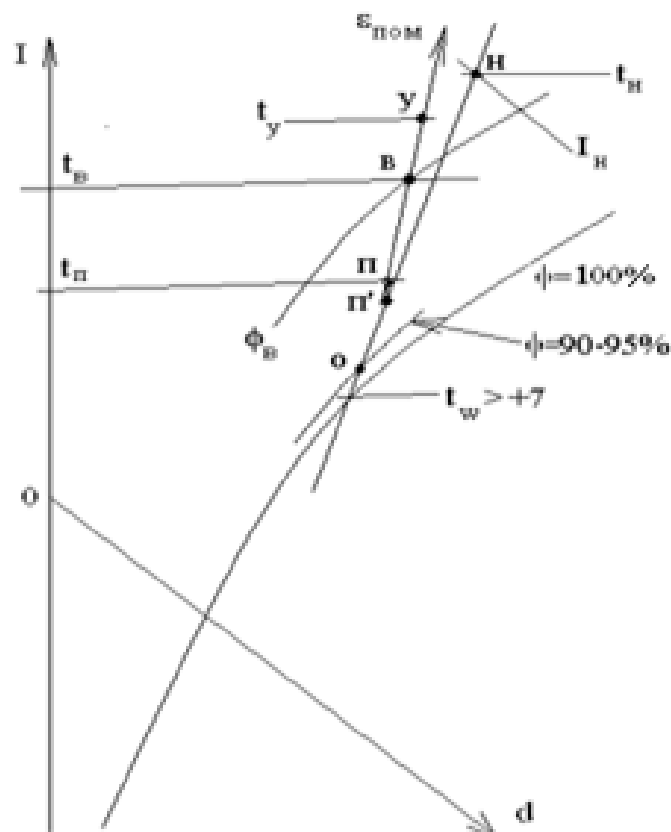


Рис.7.14б. Схема процесса изменения состояния воздуха при его кондиционировании в ТП (Вариант 2)

Холодильная мощность воздухоохладителя:

$$Q_x = G_{\epsilon} C_{\epsilon} (t_n - t_o) / 3,6 \quad (7.55)$$

Вариант 2 (рис. 7.14б). Охлаждение наружного воздуха в поверхностном воздухоохладителе с осушкой. В этом случае можно изначально принять $t_{\Pi} = t_w - (6 \dots 8^{\circ})$.

Процесс можно использовать, если $d_n > d_w$, но по построению получается, что продолжение отрезка Н-П' пересекает кривую $\phi=100\%$ при температуре t_w не ниже $+7^{\circ}$ – стандартной температуры воды, охлажденной в холодильной установке, поскольку процесс охлаждения с осушкой стремится к точке на кривой $\phi=100\%$ с температурой поверхности охлаждения, практически равной величине t_w . Точка П' имеет температуру на $0,5 \dots 1^{\circ}$ ниже t_{Π} с учетом последующего подогрева воздуха в вентиляторе.

Если относительная влажность в точке П' ниже 90%, реальный процесс в воздухоохладителе идет до точки О, тогда точка П' получается как результат смешения охлажденного воздуха с параметрами О и наружного с параметрами Н. В этом случае используется воздухоохладитель с обводным каналом (байпасом).

Расход влаги, конденсирующейся в воздухоохладителе, вычисляется по выражению: $G_w = G_{\epsilon} (d_n - d_n') \cdot 10^{-3}$, кг/ч.

Расход воздуха, кг/ч, через обводный канал (байпас) можно найти по формуле, вытекающей из зависимостей для процесса смешения, поскольку точка П' по построению является точкой смеси потоков воздуха с параметрами Н и О:

$$G_{\delta n} = G_{\epsilon} \frac{d_{n'} - d_o}{d_n - d_o} \quad (7.56)$$

Как и при расчете процесса смешения, вместо отношения разности влажностей можно взять отношение разности температур или энтальпий для

этих же точек, т.е. в конечном счете речь идет об отношении длин отрезков $\Pi' - O$ и $H - O$.

Холодильная мощность воздухоохладителя, Вт:

$$Q_x = G_{\epsilon}(I_H - I_{\Pi'})/3,6 = G_{охл}(I_H - I_O)/3,6 \quad (7.57)$$

Здесь $G_{охл} = G_{\epsilon} - G_{\text{бп}}$ – расход воздуха непосредственно через воздухоохладитель, за вычетом расхода через байпас. Поскольку имеет место конденсация водяных паров, при вычислении Q_x в данном случае приходится учитывать полную теплоту через разность энтальпий начального и конечного состояния.

Вариант 3 (рис.7.14в). Охлаждение наружного воздуха в поверхностном воздухоохладителе с осушкой Н-О и последующий вторичный подогрев в воздухонагревателе второй ступени О- Π' . Процесс можно использовать, если $d_H > d_B$, но по построению получается, что продолжение отрезка Н-О вообще не пересекает кривую $\phi=100\%$, или пересекает, но при температуре t_w ниже $+7$.

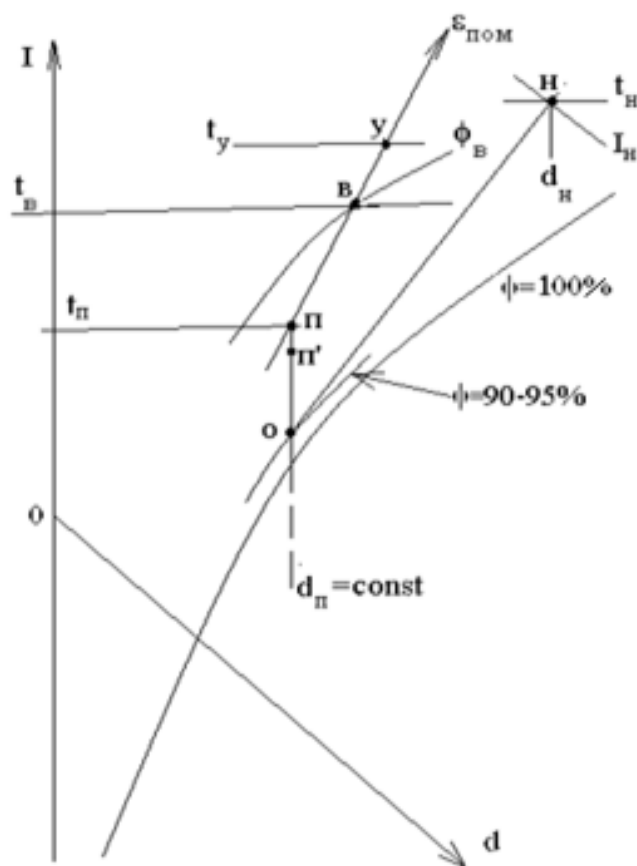


Рис.7.14в. Схема процесса изменения состояния воздуха при его кондиционировании в ТП (Вариант 3)

Здесь также можно изначально принять $t_n = t_b - (6 \dots 8^\circ)$. Тогда из точки П проводим вертикально вниз линию $d_n = \text{const}$ до пересечения с кривой $\varphi = 90-95\%$ и находим точку О, затем соединяем ее с точкой Н. В этой схеме обводной канал у воздухоохладителя не используется, поэтому процесс Н-О заканчивается при максимально возможной $\varphi = 90-95\%$.

Расход влаги, конденсирующейся в воздухоохладителе, по-прежнему вычисляется по выражению: $G_w = G_\epsilon (d_n - d_o) \cdot 10^{-3}$, кг/ч.

Строго говоря, из d_n следовало бы вычитать значение d_o , т.к. процесс охлаждения и осушки идет именно до точки О, но по построению $d_o = d_n$.

Холодильная мощность воздухоохладителя: $Q_x = G_\epsilon (I_n - I_o) / 3,6$, Вт.

Тепловая мощность воздухонагревателя второй ступени:

$$Q_2 = G_\epsilon C_\epsilon (t_{n'} - t_o) / 3,6, \text{ Вт.}$$

Охлаждение холодоносителя, подаваемого в воздухоохладитель, осуществляется обычно в холодильных машинах. Примеры общего вида таких агрегатов показаны на рисунках ниже (подробно данный вопрос будет рассматриваться в следующих курсах, в первую очередь «Вентиляция и кондиционирование воздуха», а также «Холодоснабжение»).



Рис.7.14г. Общий вид холодильной машины с водяным охлаждением конденсатора



Рис.7.14д. Общий вид холодильной машины с водяным охлаждением конденсатора (вариант)

Холодный период года

Вариант 1 (Рис.7.15а). Нагрев наружного воздуха в воздухонагревателе 1-й ступени Н-К и последующее адиабатное увлажнение с охлаждением К-П' в форсуночной камере или сотовом увлажнителе. Процесс может быть использован, если по построению в теплый период не требуется вторичный подогрев (варианты 1 и 2). Процесс строится следующим образом:

- вычисляем требуемую температуру притока по формуле $t_{\Pi} = t_y - \frac{3,6Q_{изб.я}^{xa}}{C_{\theta}G_B}$.

Величина G_B здесь принимается из расчета в теплый период, а $Q_{изб.я}$ – для холодного периода (как и при обычной вентиляции). Если оказывается, что $(t_B - t_{\Pi}) > (6 \dots 8^{\circ})$, принимаем $t_{\Pi} = t_B - (6 \dots 8^{\circ})$ и вычисляем новое значение воздухообмена:

$$G_B = \frac{3,6Q_{изб.я}}{C_B(t_y - t_n)}, \text{ где все параметры берутся для холодного периода (результат}$$

будет выше, чем было получено ранее), после чего уточняем расчеты для теплого периода.

- размещаем на пересечении луча процесса в помещении и изотермы t_{Π} точку П и отмечаем точку П' из условия $t_{\Pi'} = t_{\Pi} - (0,5 \dots 1^{\circ})$ для учета догрева воздуха в вентиляторе.

- проводим через точку П' линию $I_{\Pi'} = const$, на пересечении ее с линией $d_n = const$ показываем точку К и находим по построению ее температуру t_K .

Тепловая мощность воздухонагревателя: $Q_K = G_{\theta}C_{\theta}(t_K - t_n)/3,6$, Вт.

Расход влаги, испаряющейся в секции увлажнения, равен:

$$G_{исп} = G_{\theta}(d_{n'} - d_K) \cdot 10^{-3} = G_{\theta}(d_n - d_n) \cdot 10^{-3}, \text{ кг/ч, т.к. } d_{\Pi'} = d_{\Pi} \text{ и } d_K = d_n.$$

Определенным недостатком данной схемы считается необходимость перегрева воздуха в воздухонагревателе для компенсации последующего охлажде-

ния, которое обязательно происходит при адиабатном увлажнении: по построению $t_k > t_n$.

Поэтому используется и **Вариант 2**: нагрев в воздухонагревателе Н – К' до температуры $t_{k'} = t_n$ и последующее ИЗОТЕРМИЧЕСКОЕ увлажнение, которое можно реализовать, например, в пароувлажнителе (линия К' – П' на рис.7.15а).

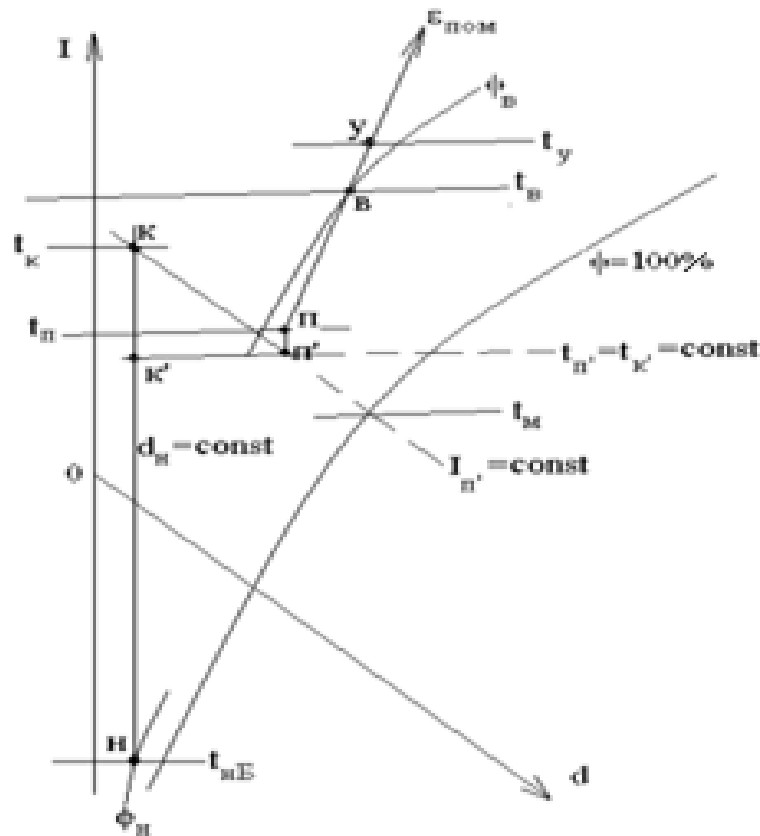


Рис.7.15а. Схема процесса изменения состояния воздуха при его кондиционировании в ХП (Варианты 1, 2)

Очевидно, что мощность воздухонагревателя $Q_{k'} = G_{\epsilon} C_{\epsilon} (t_{k'} - t_n) / 3,6$, Вт, в этом случае будет меньше, чем в первом варианте, поскольку по построению $t_{k'} < t_k$. Расход испаряющейся влаги тот же самый, что и в предыдущем случае: $G_{исп} = G_{\epsilon} (d_n - d_n) \cdot 10^{-3}$, кг/ч. Однако здесь требуется еще дополнительная мощность для испарения воды в пароувлажнителе: $Q_{исп} = G_{исп} (2490 + 1.8t_{\epsilon n}) / 3,6$, Вт.

Можно показать, что суммарные энергозатраты на обработку воздуха $Q = Q_{k'} + Q_{исп} = Q_k$ из 1-го варианта, поскольку начальная и конечная точки (соответственно Н и П') в обоих случаях совпадают, а теплота процесса определяется только ими и не зависит от пути, который соединяет эти точки. Данное количество теплоты может быть определено еще и по выражению:

$$Q = G_v (I_{n'} - I_n) / 3,6, \text{ Вт.}$$

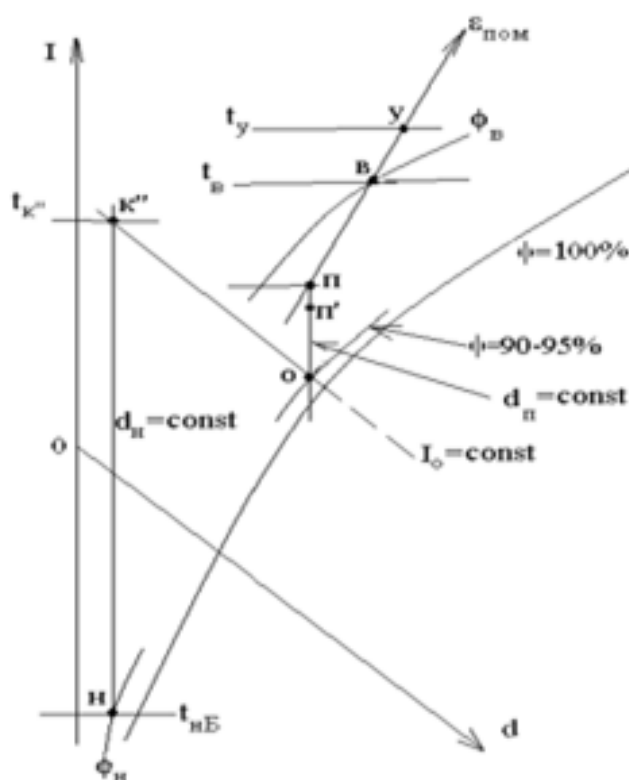


Рис.7.15б. Схема процесса изменения состояния воздуха при его кондиционировании в ХП (Вариант 3)

Таким образом, с энергетической точки зрения оба варианта равноценны. Достоинством пароувлажнения является меньшее количество примесей, попадающих в воздух, поэтому его применяют при повышенных требованиях к качеству воздуха (например, в лечебных учреждениях). Недостаток же состоит в большей стоимости пароувлажнителя и в том, что для его работы обычно требуется не тепловая, а более дорогостоящая электрическая энергия.

Вариант 3: Нагрев наружного воздуха в воздухонагревателе 1-й ступени Н-К'', последующее адиабатное увлажнение с охлаждением К''-О в форсуночной камере или сотовом увлажнителе и вторичный подогрев в воздухонагревателе второй ступени О-П' (*рис. 7.15б*). Процесс может быть использован, если по построению в теплый период необходим вторичный подогрев (вариант 3).

Последовательность построения: из точки П опускаем линию $d_{\Pi} = const$ до пересечения с кривой $\phi = 100\%$ и отмечаем точку О, затем из точки О проводим линию $I_o = const$ до пересечения с линией $d_n = const$, проведенной из точки Н, отмечаем точку К'' и находим по построению температуру $t_{K''}$.

Мощность воздухонагревателя 1-й ступени $Q_{K''} = G_{\epsilon} C_{\epsilon} (t_{K''} - t_n) / 3,6$, Вт;

2-й ступени $Q_2 = G_{\epsilon} C_{\epsilon} (t_{n'} - t_o) / 3,6$, Вт.

Расход испаряющейся влаги тот же самый, что и в предыдущих случаях:

$$G_{исп} = G_{\epsilon} (d_n - d_n) \cdot 10^{-3}, \text{ кг/ч.}$$

Так же, как и в варианте 2, суммарные энергозатраты на обработку воздуха $Q = Q_{K''} + Q_2 = G_{\epsilon} (I_{n'} - I_n) / 3,6 = Q_K$ из 1-го варианта.

7.5. Процессы изменения состояния воздуха при его кондиционировании (схемы с рециркуляцией и теплоутилизацией)

Рециркуляция представляет собой подмешивание части вытяжного воздуха к приточному для экономии теплоты на подогрев притока в холодный период года и для экономии холода на охлаждение притока – в теплый. Рециркуляция возможна, если $G_v > G_{сан}$ – санитарной нормы наружного воздуха, определяемой из условия разбавления CO_2 и других вредных веществ. Рециркуляция допустима, если: а) в помещении не выделяются вредные вещества, запахи, бактерии и т.д. в опасных количествах; б) если достаточно места для прокладки рециркуляционного воздуховода или размеры вентиляционной камеры позво-

ляют совместное размещение приточной и вытяжной установки; в) если это целесообразно с технико-экономической точки зрения.

Теплый период года

Рециркуляция имеет смысл, если $I_y < I_n$, потому что только тогда добавление вытяжного воздуха к приточному приведет к снижению теплосодержания смеси и, следовательно, к экономии холода. Желательно также, чтобы выполнялось условие $d_y < d_n$, чтобы рециркуляция способствовала снижению потребности в осушке наружного воздуха. Поскольку всегда $d_y \geq d_v$ из-за наличия влаговыведений в помещении, практически рециркуляция в теплый период будет целесообразна только тогда, когда в ее отсутствие обработка воздуха происходит по вариантам 2 и 3 прямооточной схемы.

Тогда принимаем расход наружного воздуха $G_n = G_{\text{сан}}$, отсюда расход рециркуляционного воздуха $G_p = G_v - G_n$, кг/ч. Как и при любом процессе смешения, соединяем точки Н и У отрезком, на котором отмечаем точку смеси С по любому из линейных параметров, например:

$$I_c = \frac{I_n G_n + I_y G_y}{G_v}, \text{ кДж/кг (рис. 7.16a).}$$

Далее пытаемся построить дальнейшие процессы, как в варианте 2 или 3 прямооточной схемы. Расход холода на обработку притока:

$Q_x = G_v (I_c - I_{n'}) / 3,6$, Вт. Это меньше, чем без рециркуляции, поскольку из $I_y < I_n$ следует и $I_c < I_n$. Кроме того, поскольку в данном случае еще и $d_y < d_n$, а значит, и $d_c < d_n$, точка С лежит на I - d -диаграмме левее, чем точка Н, а посколь-

ку точка П' является фиксированной, продолжение отрезка С-П' пересечет кривую $\varphi = 100\%$ с бóльшей вероятностью, и точка пересечения окажется при более высокой температуре, чем в отсутствие рециркуляции. Следовательно, в теплый период при $d_y < d_n$ рециркуляция позволяет не только сократить расход холода, но и расширить область расположения точки Н, при которой можно обойтись без вторичного подогрева притока.

Холодный период года

Здесь рециркуляция имеет смысл всегда, когда она допустима, поскольку в холодный период заведомо $t_y \gg t_n$, и добавление уходящего воздуха к наружному всегда повышает теплосодержание смеси.

Как и в теплый период, соединяем точки Н и У отрезком, на котором отмечаем точку смеси С по любому из линейных параметров (в холодный период это удобнее делать по температуре):

$$t_c = \frac{t_n G_n + t_y G_y}{G_g}, \text{ } ^\circ\text{C (рис. 7.16б).}$$

$$\text{Затраты теплоты на догрев смеси: } Q_k = \frac{G_g C_g (t_k - t_c)}{3,6}, \text{ Вт.}$$

Это меньше, чем без рециркуляции, поскольку из $t_y > t_n$ следует и $t_y > t_n$. Кроме того, как следует из построения, в данном случае еще и величина t_k ниже, чем без рециркуляции, поскольку в ее отсутствие процесс пойдет по линии, показанной пунктиром, до точки К' с температурой $t_{k'}$.

$$\text{Находим влагосодержание, г/кг, точки С: } d_c = \frac{d_n G_n + d_y G_y}{G_g}.$$

Расход влаги на увлажнение смеси: $G_{уcn} = G_6(d_n - d_c) \cdot 10^{-3}$, кг/ч. Опять же это меньше, чем без рециркуляции, потому что из $d_y > d_n$ следует и $d_y > d_n$. Заметим, что при большой доле рециркуляционного воздуха может оказаться, что $t_c \geq t_n$, и тогда дополнительный подогрев смеси уже не нужен. В то же время при большом влагосодержании уходящего воздуха точка смеси может оказаться правее кривой $\phi = 100\%$. В этом случае нужно сначала подогревать наружный воздух, а уже потом смешивать с рециркуляционным, иначе при смешении будет выпадать конденсат.

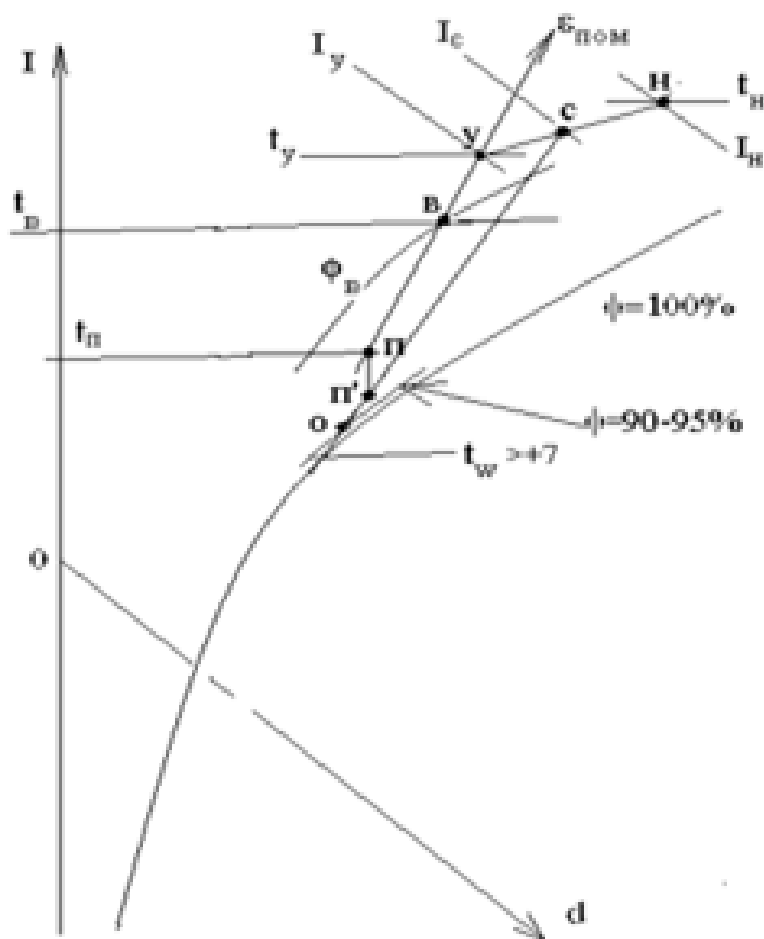


Рис.7.16а. Схема процесса изменения состояния воздуха при его кондиционировании с использованием рециркуляции в ТП

Конструкции теплоутилизаторов будут рассматриваться в курсе «Проектирование систем отопления, вентиляции и кондиционирования».

На рисунке 7.17 приведена последовательность процессов обработки воздуха при использовании утилизации теплоты. Н-УТ – первичный подогрев наружного воздуха в теплоутилизаторе, УТ-К – окончательный нагрев в калорифере-догревателе, К-П' – адиабатное увлажнение и охлаждение в форсуночной камере или сотовом увлажнителе. Таким образом, процесс отличается от обычной прямоточной схемы только тем, что нагрев притока осуществляется в два этапа. Процесс У-О – это охлаждение вытяжного воздуха в охладителе-утилизаторе. При этом от вытяжки отводится утилизируемая теплота $Q_{ут}$, которая передается притоку в процессе Н-УТ.

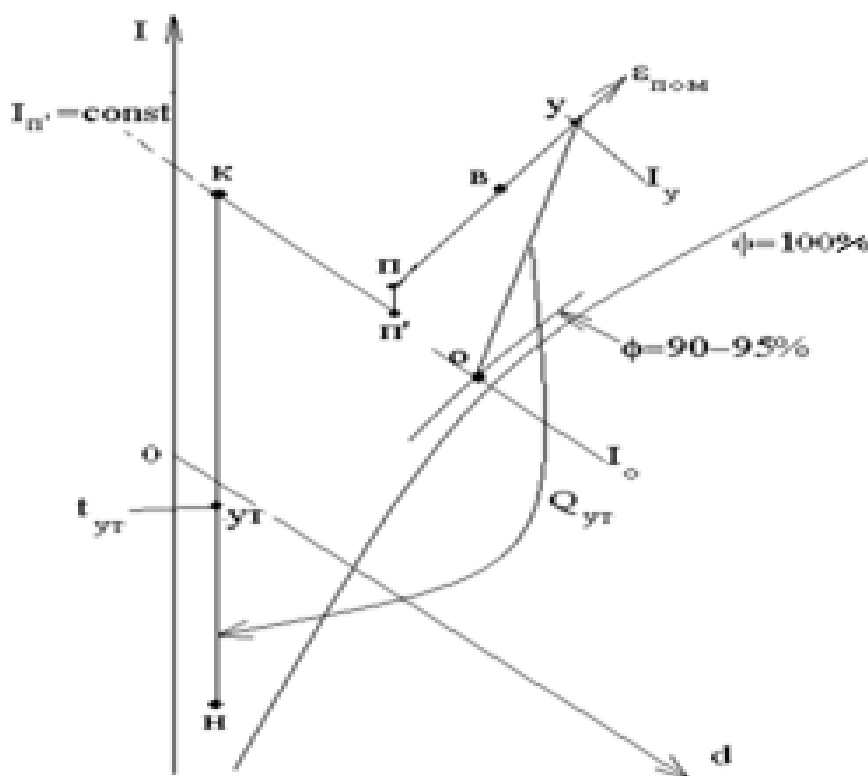


Рис.7.17. Схема процесса изменения состояния воздуха при его кондиционировании в ХП с использованием теплоутилизации

Количество утилизируемой теплоты: $Q_{ym} = G_y (I_y - I_o) / 3,6$, Вт,

где G_y – расход вытяжного воздуха, кг/ч. В прямоточной схеме он должен совпадать с расходом притока, но в более сложных случаях бывает, что G_y меньше, однако разница должна быть минимальной, поскольку чем больше G_y , тем выше и Q_{yt} . Величина I_o определяется для точки О, устанавливаемой по правилам, зависящим от конструкции теплоутилизатора.

Температура притока после утилизатора: $t_{ym} = t_n + \frac{3,6Q_{ym}}{G_y C_y}$, °С.

Теплота, расходуемая в догревателе:

$Q_k = G_y C_y (t_k - t_{ym}) / 3,6$, что меньше, чем без теплоутилизации, т.к. заведомо $t_{yt} > t_n$.

Можно ввести характеристику теплоутилизатора – коэффициент его температурной эффективности $k_{эф}$:

$$k_{эф} = \frac{t_{ym} - t_n}{t_y - t_n} \text{ (безразмерный).}$$

Он показывает долю теплоты, идущей на нагрев приточного воздуха за счет теплоты вытяжного, т.е. степень экономии теплоты. Это физическая характеристика аппарата, остающаяся практически неизменной в течение отопительного периода. Поэтому для других режимов, кроме расчетного, температуру после утилизатора можно в первом приближении вычислить по формуле: $t_{ym} = t_n + k_{эф}(t_y - t_n)$.

Пример изображения реальных процессов на $I-d$ -диаграмме для холодного периода с применением теплоутилизации по типу рисунка 7.17 и в теплый период с использованием охлаждения с осушкой по типу рисунка 7.9б представлен на рисунке 7.17а, а для холодного периода с применением теплоутилизации

в случае изотермического характера процесса в помещении, т.е. при нулевых избытках явной теплоты, что бывает, когда отопительные приборы оборудованы автоматическими терморегуляторами (в этом случае обычно принимается, что точка У совпадает с точкой В) – на рисунке 7.17б. В последнем случае также можно заметить, что процесс охлаждения вытяжного воздуха в охладителе-утилизаторе идет без осушки, по линии $d = \text{const}$, из-за малого влагосодержания в точке У. То же самое для климатических условий Казани – на рисунке 7.17в, а в теплый период (охлаждение без осушки, по типу рисунка 7.14а) – на рисунке 7.17г.

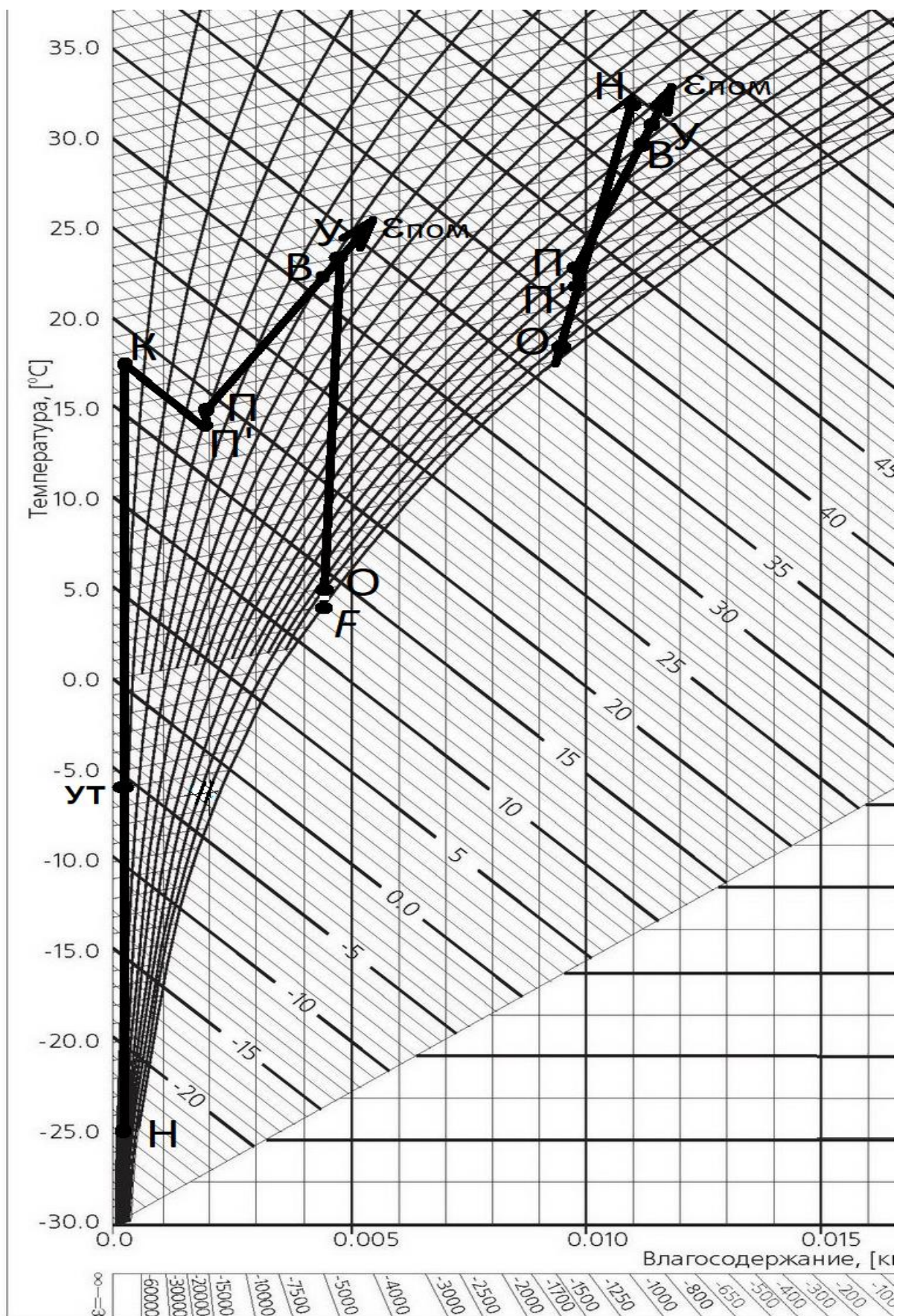


Рис.7.17а. Пример изображения в I-d-диаграмме процессов обработки воздуха в установке кондиционирования для климатических условий Москвы (слева – холодный период, справа – теплый)

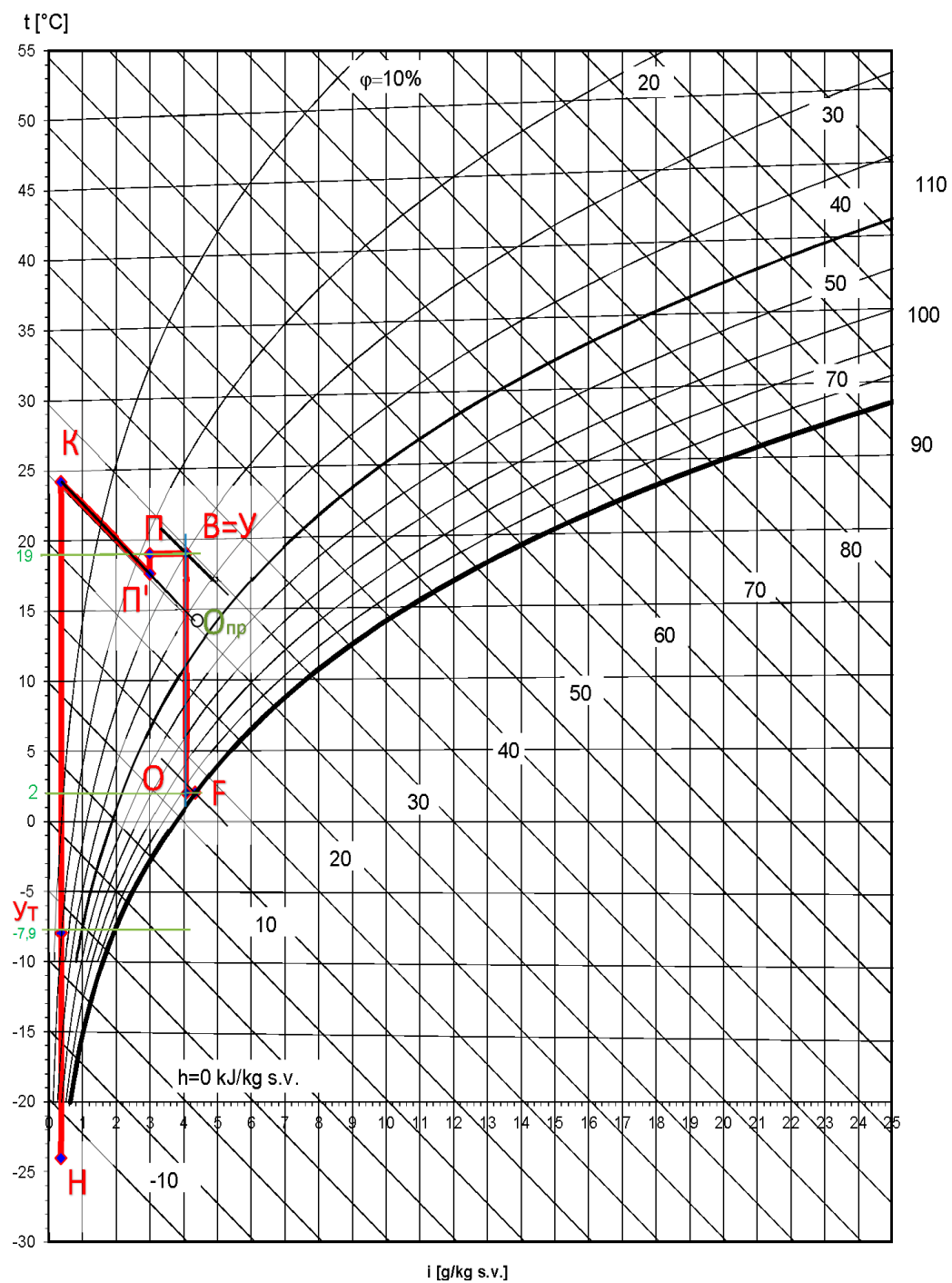


Рис.7.176. Пример изображения в t - i -диаграмме процессов обработки воздуха в установке кондиционирования в ХП для климатических условий Санкт-Петербурга при изотермическом процессе в помещении

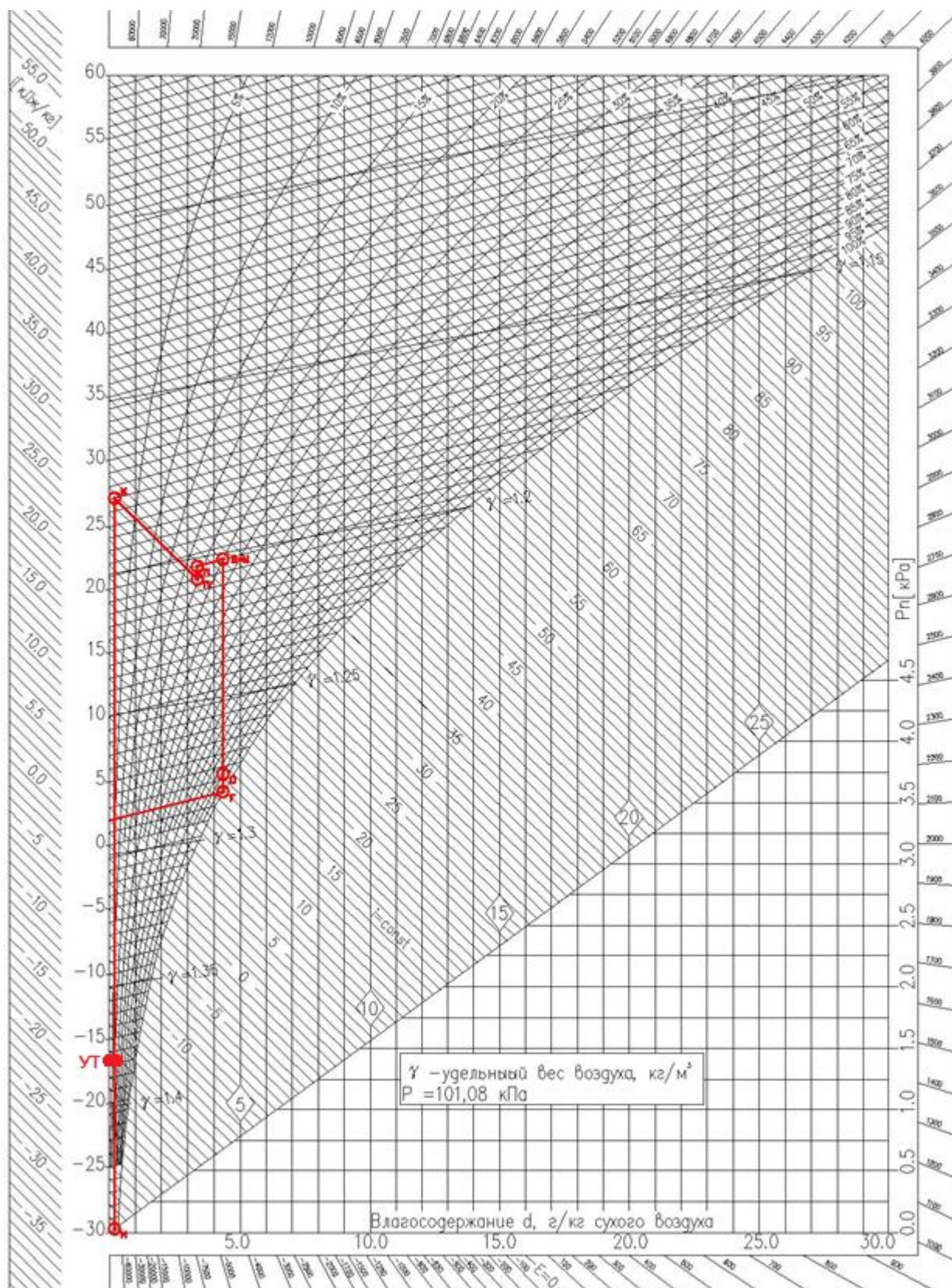


Рис.7.17в. Пример изображения в I-d-диаграмме процессов обработки воздуха в установке кондиционирования в ХП для климатических условий Казани при изотермическом процессе в помещении



Рис.7.17г. Пример изображения в I-d-диаграмме процессов обработки воздуха в установке кондиционирования в ТП для климатических условий Казани

7.6. Струйные течения в помещении

Характер распределения примесей вредных веществ в вентилируемом помещении определяется главным образом возникающими **воздушными течениями**, которые, в свою очередь, зависят от принятого способа организации воздухообмена.

Решающая роль в формировании полей температуры, скорости и концентрации примесей принадлежит **приточным струям** и создаваемым ими циркуляционным течениям. При помощи приточных струй можно обеспечивать в определенных зонах помещения заданные параметры воздушной среды, существенно отличающиеся от таковых в окружающем пространстве (воздушные души, воздушные оазисы); создавать воздушные завесы, препятствующие врыванию в помещение холодного воздуха; применять устройства, способствующие сдуву вредных веществ к месту их организованного удаления (местные отсосы с передувками).

Конвективные (тепловые) струи, формирующиеся вблизи стен и поверхностей оборудования, имеющих температуру, которая отличается от температуры окружающего воздуха, также могут оказывать определенное влияние на распределение вредных веществ в помещении.

Тепловые струи, возникающие над нагретым оборудованием, способствуют выносу теплоты и вредных примесей в верхнюю зону помещений. Мощные конвективные потоки переносят в верхнюю зону помещений газы и пары даже в том случае, если они тяжелее воздуха.

Приточные струи

Струей называется поток жидкости или газа с конечными поперечными размерами, определяемыми границей струи. В технике вентиляции имеют дело

с воздушными струями, которые распространяются в воздухе помещения. Такие струи называются *затопленными*. Вентиляционные струи являются *турбулентными*.

В зависимости от температуры истечения струи разделяются на *изотермические* и *неизотермические*. У изотермических струй температура во всем ее объеме равна температуре окружающего воздуха, у неизотермических струй температура изменяется по мере ее развития, приближаясь к температуре окружающего воздуха.

В зависимости от конструкции воздухораспределительного устройства струи могут развиваться по разным траекториям. На рис.7.18 изображено развитие изотермической *осесимметричной* струи, все поперечные размеры которой симметричны относительно ее оси, которая является прямолинейной.

На границе струи, где продольная составляющая скорости равна нулю, имеет место интенсивное подмешивание масс воздуха в струю за счет турбулентной диффузии. Вследствие этого струя постепенно расширяется, а скорость воздуха уменьшается. В пределах координаты $x_{\text{нач}}$ скорость воздуха по оси струи и частично в ее поперечном сечении равна скорости истечения. Этот участок называется *начальным*. Зона, где скорость равна начальной, имеет вид сходящегося конуса с вершиной на оси струи при $x = x_{\text{нач}}$, и называется *ядром струи*. В последующем осевая скорость уменьшается, как и скорость в поперечном сечении. Если продлить образующие конической поверхности струи назад, до пересечения их друг с другом и с осью, получаем точку – *полюс струи*. Он расположен на расстоянии от воздуховыпускного отверстия, примерно равном его диаметру.

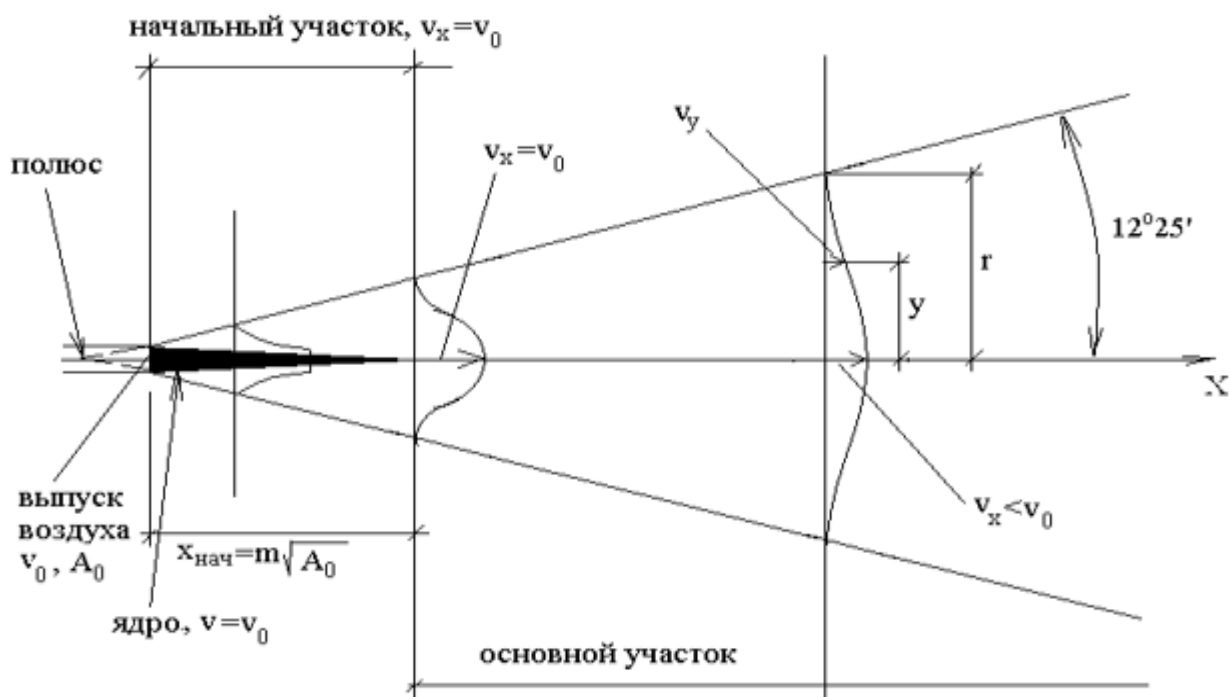


Рис.7.18. Свободная изотермическая осесимметричная струя

Осесимметричные струи вытекают из круглого отверстия и являются компактными. К **компактным** относятся также струи, вытекающие из квадратных и прямоугольных насадков.

Плоские струи (рис.7.19, а) образуются при истечении воздуха из щелевых отверстий с соотношением сторон больше 20. Струя рассматривается как плоская на расстоянии $x \leq 6(2A_0)$, где $(2A_0)$ размер большей стороны отверстия; в последующем струя рассматривается как компактная.

Веерные струи (рис. 7.19, б) образуются при принудительном рассеивании воздуха в плоскости на некоторый угол. Различают полные веерные струи с углом принудительного рассеивания 360 град. и неполные веерные с углом менее 360 град.

Конические струи (рис. 7.19, в) образуются при установке на выходе воздуха из отверстия рассеивающего конуса с углом при вершине $60 \pm 2,5^\circ$.

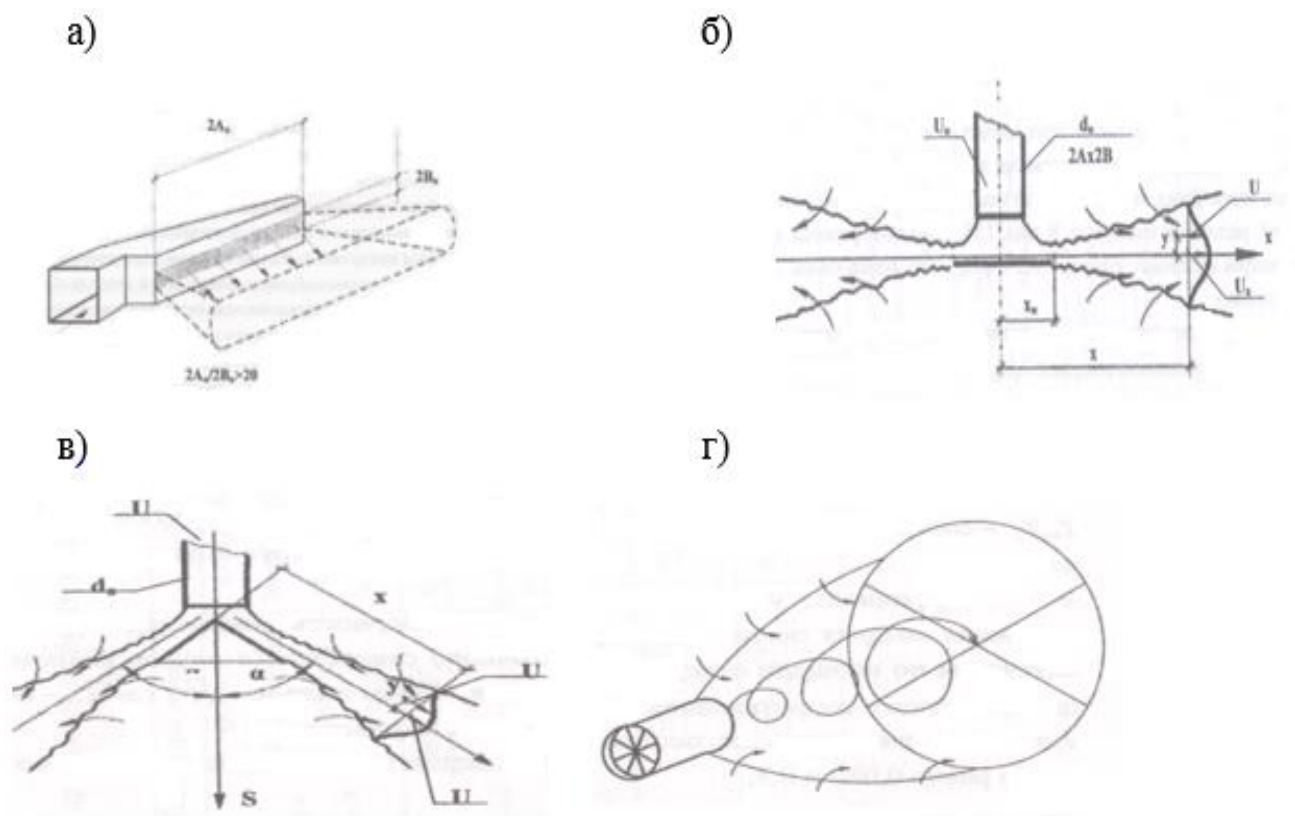


Рис. 7.19. Вентиляционные приточные струи:
 а) плоская; б) веерная; в) коническая; г) закрученная

Закрученные струи (рис. 7.19, г) образуются закручивающими устройствами или при тангенциальном подводе в воздухораспределитель воздуха. Как и другие устройства, принудительно расширяющие границы струи, закручивание струи предназначено для ускорения затухания струи и снижения скорости воздуха в струе.

В технике вентиляции обычно имеют дело с неизотермическими струями. В таких струях из-за разности плотности воздуха в струе и окружающего воздуха возникают **гравитационные** (архимедовы) силы, соизмеримые с силами инерции. Вследствие действия этих сил искривляется ось струи, отклоняясь от прямолинейной.

При горизонтальном или под углом к горизонту выпуске струи охлажденная струя опускается, а нагретая – всплывает.

Неизотермические струи из-за их криволинейной траектории часто называют **воздушными фонтанами** (рис. 7.20).

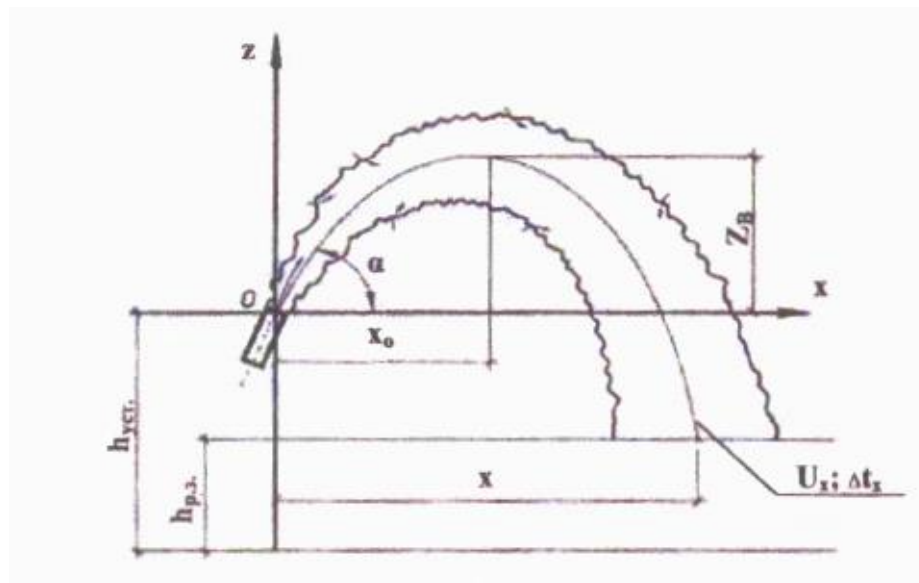


Рис.7.20. Схема воздушного фонтана

Рассмотрим кратко основные закономерности распространения приточных вентиляционных струй, ориентируясь в основном на исследования И.А.Шепелева для двух видов струй: компактных и плоских.

Независимо от геометрической формы, выходные отверстия вскоре после истечения компактная струя приобретает симметрию относительно оси.

При рассмотрении изотермических и слабонеизотермических струй исходят из следующих посылок (здесь и ниже обозначения соответствуют рис.7.18):

1. **Количество движения** секундной массы воздуха в каждом поперечном сечении одинаково и равно количеству движения начальной массы воздуха в струе:

$$I_x = I_0 \quad (7.58)$$

2. Существует некоторый единый закон распределения скорости в сечении струи в зоне турбулентного перемешивания. Из известных аналитических выражений предпочтение отдается **экспоненциальному** закону (по Райхарду):

$$V_y = V_x \exp\left(-\frac{1}{2}\left(\frac{y}{cx}\right)^2\right) \quad (7.59)$$

где V_x – осевая скорость, м/с;

c – экспериментальная константа, равная 0,082;

x, y – координаты на плоскости, м.

Иногда также пользуются формулой Шлихтинга:

$$V_y = V_x \left(1 - \left(\frac{y}{r}\right)^{1,5}\right)^2, \text{ где } r = x \operatorname{tg}(12^\circ 25') - \text{радиус струи.}$$

Таким образом, и здесь отношение V_y/V_x зависит только от отношения y/x . Расхождение с данными (7.44) не превышает 4%, что совершенно несущественно.

Осевая скорость на расстоянии x от начального сечения:

$$V_x = m V_0 \frac{\sqrt{A_0}}{x} \quad (7.60)$$

где V_0 – начальная скорость истечения, м/с;

A_0 – площадь отверстия истечения, м²;

m – скоростной коэффициент воздухораспределителя.

$$m = 6,88 \sqrt[4]{\xi} \sqrt{\frac{T_{окр}}{T_0}} \quad (7.61)$$

Здесь $T_{окр}$ – абсолютная температура окружающего воздуха, К;

T_0 – абсолютная температура в начальном сечении струи, К;

ξ – коэффициент местного сопротивления воздухораспределителя.

Тогда расход воздуха на основном участке равен:

$$L = 2 \frac{x}{m\sqrt{A_0}} L_0 \quad (7.62)$$

Здесь L_0 – расход в начальном сечении, м³/ч. Таким образом, если скорость убывает обратно пропорционально x , то расход, наоборот, возрастает. При этом произведение $m\sqrt{A_0}$ является длиной начального участка струи (рис. 7.18).

3. Количество **избыточной теплоты** потока воздуха в поперечном сечении струи неизменно и равно начальному:

$$Q_x = Q_0 \quad (7.63)$$

4. Температура воздуха распределяется в поперечном сечении струи аналогично скорости:

$$\frac{t_y - t_{окр}}{t_x - t_{окр}} = \exp\left(-\frac{\sigma}{2} \left(\frac{y}{cx}\right)^2\right) \quad (7.64)$$

Здесь $\sigma = 0,8$ – коэффициент несовпадения скоростного и температурного поля, $t_{окр}$ – температура окружающего воздуха, °С.

Температуру на оси струи находят по формуле:

$$t_x - t_{окр} = n(t_0 - t_{окр}) \frac{\sqrt{A_0}}{x} \quad (7.65)$$

где n – температурный коэффициент воздухораспределителя;

$$n = 5,17 \sqrt{\frac{T_{окр}}{T_0}} \cdot 4 \sqrt{\frac{1}{\xi}} \quad (7.66)$$

Плоские струи истекают в пространство из длинного *щелевидного* отверстия шириной $2B$. Плоская струя, как и компактная, распространяется, перемешиваясь по пути с окружающим воздухом. В каждом сечении устанавливаются характерные профили скорости и избыточной температуры, описываемые уравнениями (7.59) и (7.64).

Для плоских, как и компактных струй, удовлетворяются условия 1 и 3. Отличие состоит в определении скоростного и температурного коэффициентов, которые для плоской струи равны:

$$\begin{aligned} m &= 2,62 \sqrt{\frac{T_{окр}}{T_o}} \cdot \sqrt[4]{\xi} \\ n &= 2,27 \sqrt{\frac{T_{окр}}{T_o}} \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{\xi}} \end{aligned} \quad (7.67)$$

Причем при определении осевой скорости и осевой избыточной температуры по формулам (7.60) и (7.65) вместо A_o следует подставлять удвоенную ширину выпускного отверстия $2B$.

Конвективные струи

Наличие нагретых источников в помещениях приводит к возникновению около них естественных конвективных потоков. Соприкасающийся с поверхностью воздух нагревается, возникает подъемная сила, под действием которой нагретый воздух поднимается вверх. На смену ему поступает окружающий воздух. В поднимающемся потоке нагретого воздуха под действием сил внутреннего трения и в результате подмешивания окружающего воздуха формируется распределение скорости и избыточной температуры, *аналогичное приточным* струям. Поэтому такое течение называют конвективной струей.

На рис.7.21 представлены схемы формирования конвективных струй около различно расположенных поверхностей: а) у вертикальной нагретой поверхности; б) у вертикальной охлажденной поверхности; в) над компактной или осесимметричной нагретой поверхностью, заподлицо с плоскостью; г) над плоской нагретой поверхностью, заделанной заподлицо с плоскостью; д) над объемной нагретой поверхностью источника е) над нагретой поверхностью, расположенной в углублении; ж) над объемной нагретой поверхностью источника (например, отопительный прибор, расположенный вблизи вертикальной стены).

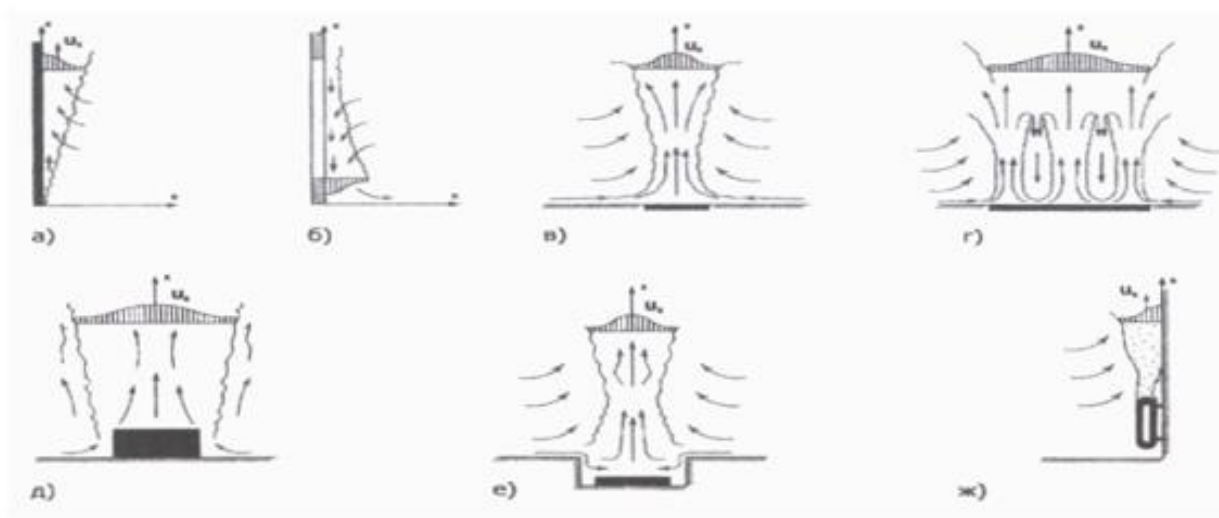


Рис.7.21. Схема формирования конвективных струй

Конвективные потоки около горизонтальных нагретых поверхностей по аналогии с приточными струями можно рассматривать как состоящие из двух участков: **разгонного** (или начального) с возрастающей скоростью на оси и **основного** — с убыванием скорости на оси (рис. 7.22). Разгонный участок состоит из ламинарного подслоя, расположенного непосредственно у нагретой поверхности и пограничного слоя конвективной струи, состоящего из отдельных взаимодействующих между собой нагретых струек, сформированных в сплошной поток. В конце начального участка, характеризующегося максимальной скоростью и некоторой **поджатостью** струи, когда ее диаметр составляет около $0,7D$, располагается переходное сечение. Далее расположен

основной участок с симметричным относительно осевой линии профилем скоростей и избыточной температуры, характерным для турбулентных струй.

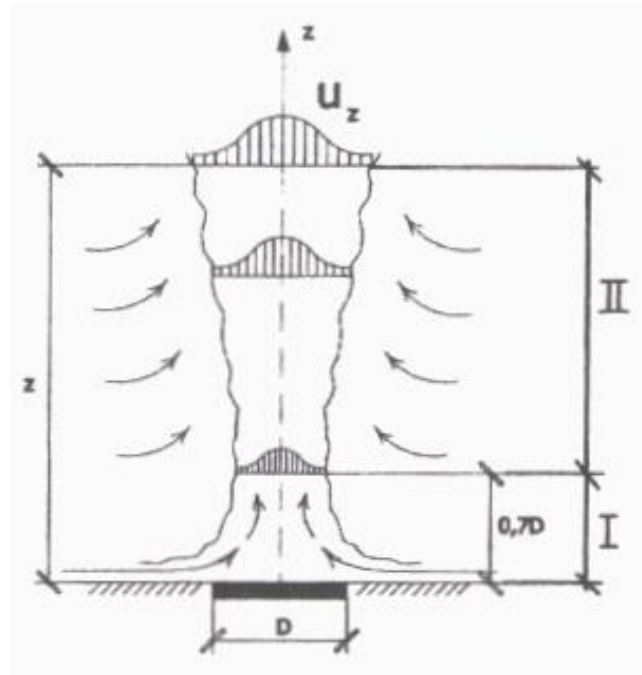


Рис.7.22. Формирование конвективной струи

Длина начального участка составляет для осесимметричных струй (1 ... 2) D , для плоских – (2 ... 2,5) B . Здесь D – диаметр круглого источника или эквивалентный диаметр прямоугольного источника с соотношением сторон $A/B \leq 3$; B – ширина вытянутого в плане источника.

В пределах основного участка конвективной струи справедливы следующие формулы:

Скорость воздуха на оси, м/с:

$$v_z = 0.13 Q_K^{1/3} z^{-1/3} \quad (7.68)$$

где $Q_K = \alpha_K A_0 (t_0 - t_g)$, Вт – поток конвективной теплоты от источника струи; A_0 – площадь источника, м²; t_0 – температура источника, °С; α_K – коэффициент конвективного теплообмена на поверхности источника, Вт/(м²·К). Значение α_K можно вычислить по известным закономерностям для свободной конвекции, обычно считается $\alpha_K = A \sqrt[3]{t_0 - t_g}$, где коэффициент A равен 1,67 для вертикаль-

ных поверхностей, 2,16 для нагретых, обращенных вверх и холодных, обращенных вниз, и 1,16 для охлажденных, обращенных вверх или нагретых, обращенных вниз.

Избыточная температура на оси струи, К:

$$\Delta t_z = 0.27 Q_k^{2/3} z^{-5/3} \quad (7.69)$$

Расход воздуха в сечении струи на расстоянии z от источника, м³/ч:

$$L_z = 151 Q_k^{1/3} z^{5/3} \quad (7.70)$$

Так же, как и для приточной струи, для конвективной в пределах основного участка поперечные профили скорости и избыточной температуры в относительных единицах имеют один и тот же вид независимо от величины z . Для скорости эти зависимости выражаются следующим соотношением (рис. 7.23):

$$\frac{v_r}{v_z} = f\left(\frac{r}{z}\right), \text{ где } f = \exp\left(-\frac{1}{2}\left(\frac{r}{cz}\right)^2\right) \text{ (по Райхарду)} \quad (7.71)$$

Здесь $c = 0,082$ – показатель турбулентности струи.

Аналогично можно записать и для избыточной температуры:

$$\frac{\Delta t_r}{\Delta t_z} = f_1\left(\frac{r}{z}\right), \text{ где } f_1 = \exp\left(-\frac{\sigma}{2}\left(\frac{r}{cz}\right)^2\right) \quad (7.72)$$

Здесь параметр $\sigma = 0,8$ учитывает некоторое несовпадение скоростного и температурного полей.

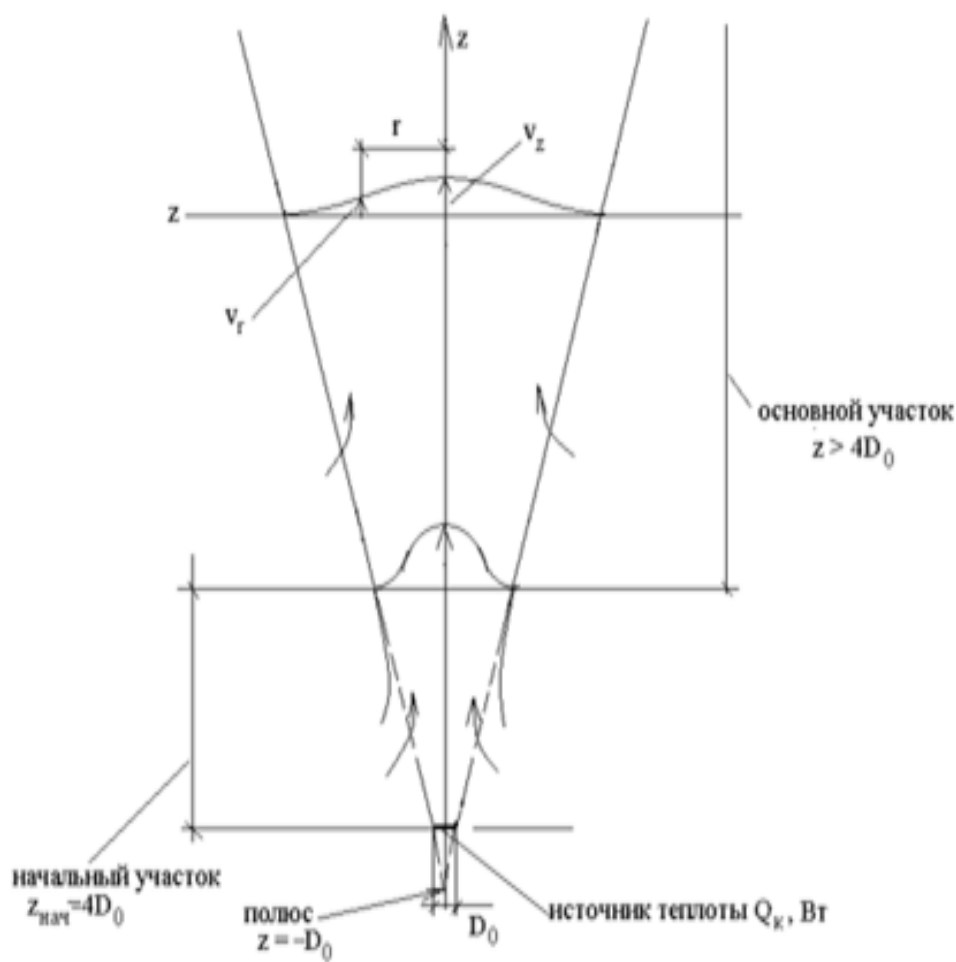


Рис.7.23. Расчетная схема конвективной струи.

Рассмотренные выше закономерности вентиляционных струй относятся к **свободным** струям. В реальных помещениях, как правило, струи бывают **стесненными** ограждениями и оборудованием.

7.7. Движение воздуха около вытяжных отверстий

Скорость движения воздуха вблизи всасывающего отверстия падает значительно **интенсивнее**, чем у приточного. Это связано с тем, что при всасывании воздух подтекает к отверстию со всех сторон.

Рассмотрим простейшую модель всасывающего отверстия — так называемый **точечный сток**. Его можно представить себе как точку, расположенную в свободном пространстве, из которой непрерывно удаляется некоторый посто-

янный расход воздуха $L_{ст}$, м³/ч. Практически такой сток можно реализовать в виде небольшого пустотелого шарика с многочисленными отверстиями в стенке, к которому присоединена трубка малого диаметра, через которую и происходит удаление воздуха.

Поскольку воздух из окружающего пространства подтекает к такому стоку равномерно со всех сторон, проведем вокруг него две контрольные поверхности в виде сфер радиусом r_1 и r_2 (рис.7.24, слева).

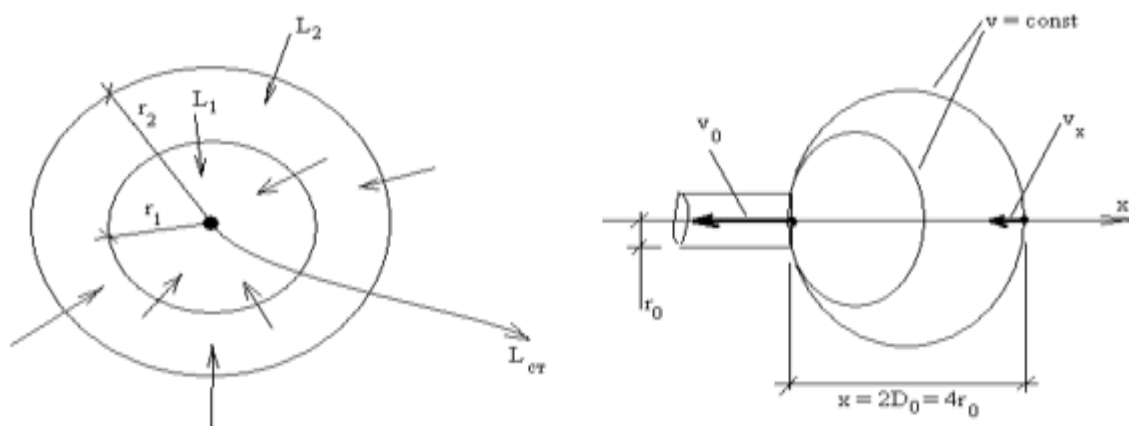


Рис.7.24. Характер движения воздуха у точечного стока (слева) и всасывающего отверстия конечных размеров (справа)

По уравнению неразрывности потока расход воздуха, проходящий через каждую сферу (L_1 и L_2) должен равняться величине $L_{ст}$, поскольку, кроме нашего точечного стока, больше никаких источников и стоков в рассматриваемой области пространства нет. Кроме того, в соответствии с тем же уравнением неразрывности, каждый из расходов L_1 и L_2 равен произведению соответствующей скорости воздуха на площадь контрольной поверхности:

$$L_{ст} = L_1 = L_2 = 3600Av = 3600 \cdot 4\pi r^2 v,$$

поскольку площадь сферы радиусом r равна $4\pi r^2$. Отсюда для скорости всасывания на расстоянии r от стока получаем выражение, м/с:

$$v = \frac{L_{cm}}{3600 \cdot 4\pi r^2} \quad (7.73)$$

Таким образом, скорость убывает очень быстро – обратно пропорционально r^2 .

На практике всасывающие отверстия, как правило, расположены не в свободном пространстве, а на какой-либо поверхности (например, на стене) или в углах помещения. В этом случае подтекание воздуха будет ограничено, и скорость всасывания будет убывать несколько медленнее. Это учитывается в формуле (7.73) заменой числового коэффициента 4π в знаменателе на фактический пространственный угол всасывания ψ в стерadianах. В частности, если отверстие находится на стене, $\psi = 2\pi$ (всасывание из полупространства); при расположении отверстия на стыке двух плоскостей (например, стены и потолка) $\psi = \pi$, а при его размещении в трехгранном углу (на стыке трех плоскостей – двух стен и потолка и т.п.) $\psi = \pi/2$.

На самом деле любое отверстие имеет конечные размеры. Поэтому при приближении к отверстию скорость возрастает не до бесконечности, как это формально следовало бы из выражения (7.73) при $r \rightarrow 0$, а до скорости в сечении самого отверстия v_0 (рис. 7.24, справа). Поэтому, исходя из обратной пропорциональности v и r^2 , можно было бы записать соотношение: $v = v_0 \left(\frac{r_0}{x} \right)^2$. Здесь r_0 – радиус отверстия (рис. 7.24). Более точные расчеты, осуществляемые путем интегрирования зависимости (7.73) по всей площади отверстия, дают на значительном удалении от отверстия, когда $x \gg r_0$, формулу такого же вида, но с числовым коэффициентом $1/2$:

$$v = \frac{v_0}{2} \left(\frac{r_0}{x} \right)^2 \quad (7.74)$$

Для прямоугольных отверстий в формуле (7.74) в качестве r_0 нужно принимать величину эквивалентного по площади радиуса, т.е. $\sqrt{4ab/\pi}$.

Если всасывающее отверстие имеет вид узкой щели, необходимо использовать модель *линейного стока*. В этом случае контрольные поверхности имеют вид цилиндров, окружающих сток (рис.7.25). Здесь l – длина щели, м.

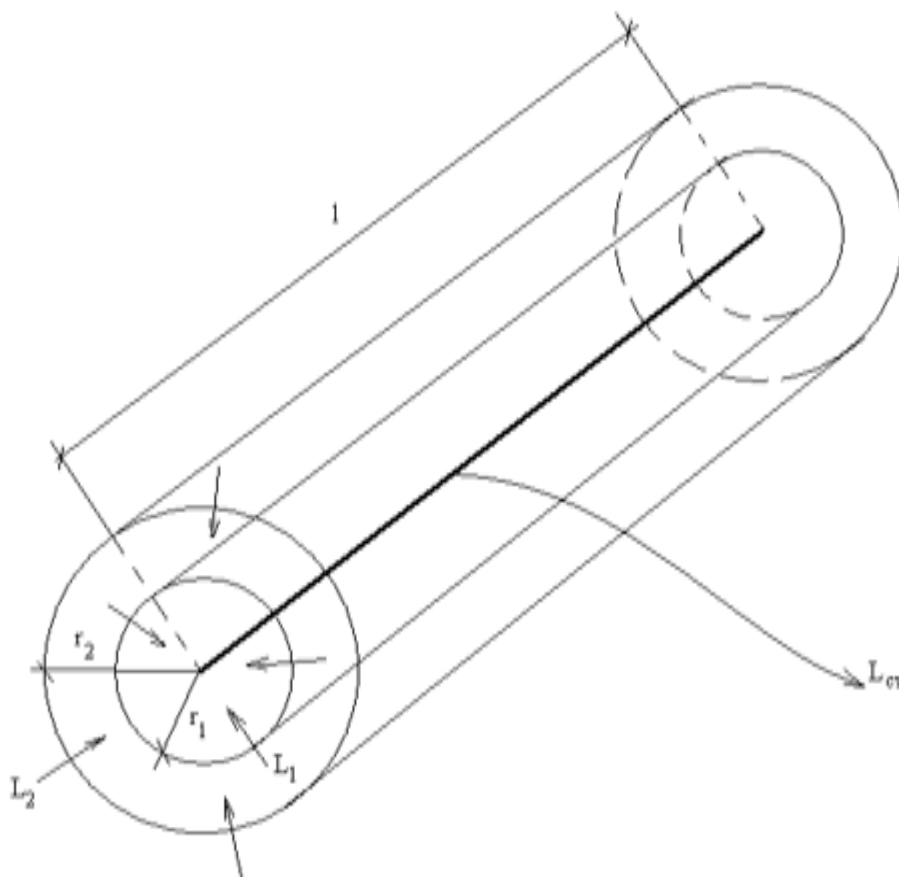


Рис.7.25. Характер движения воздуха у линейного стока

Рассуждая аналогично предыдущему случаю, получаем:

$L_{cm} = L_1 = L_2 = 3600Av = 3600 \cdot 2\pi rlv$, поскольку площадь цилиндра радиусом r и длиной l равна $2\pi rl$. Отсюда для скорости всасывания на расстоянии r от стока, м/с, получаем выражение:

$$v = \frac{L_{cm}}{3600 \cdot 2\pi l} \quad (7.75)$$

Таким образом, здесь скорость убывает медленнее – примерно обратно пропорционально $1/r$, а не $1/r^2$, как для круглого или квадратного отверстия.

Если щель находится на стене, вместо 2π в знаменателе формулы (7.75) необходимо использовать угол всасывания $\psi = \pi$, рад (всасывание из полупространства); при расположении щели на стыке двух плоскостей (например, стены и потолка) $\psi = \pi/2$. Для щели конечной ширины, расположенной в плоскости стены, выражение для расчета осевой скорости при $x \gg b_0$, т.е. на значительном удалении от щели, имеет вид:

$$v = v_0 \frac{b_0}{\pi x} \quad (7.76)$$

где b_0 – ширина щели, м.

7.8. Основные способы воздухоподдачи и их сравнение

Настилающиеся струи

Прилипание струи к поверхности называется эффектом Коанда. Он вызван ограничением подмешивания воздуха из окружающей среды одной стороной струи, которая из-за этого прижимается к поверхности, в том числе и потому, что скорость подмешиваемых масс воздуха имеет составляющую, направленную к оси струи (рис.7.26). В то же время для осесимметричных струй эти составляющие с разных сторон компенсируют друг друга и не влияют на траекторию. Прилипание имеет место, если угол между осью струи и поверхностью превышает 160° .

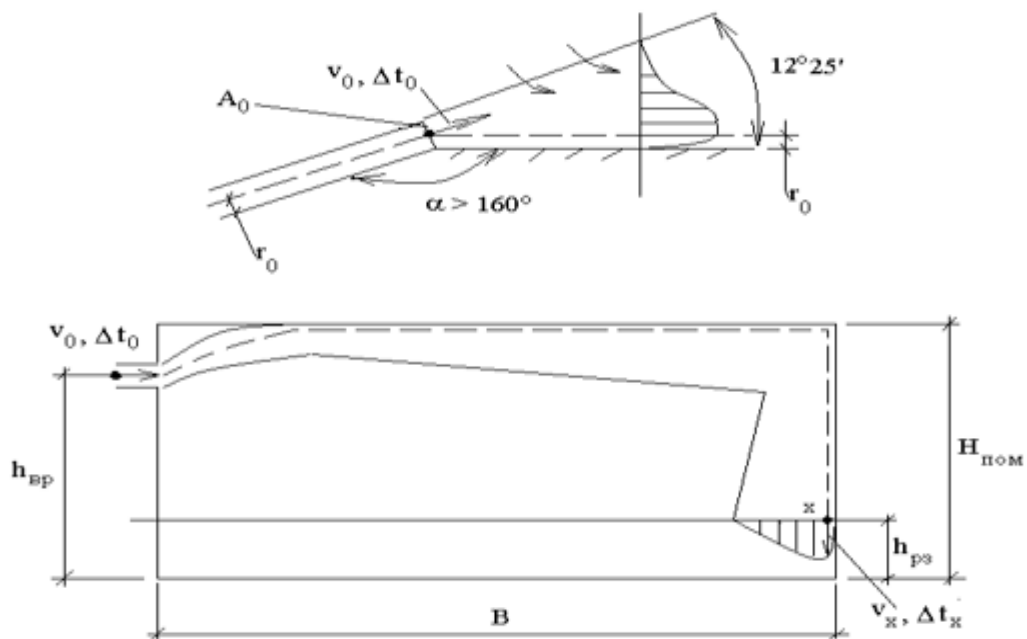


Рис.7.26. Расчетная схема воздушораздачи настилающейся струей

В дальнейшем настилающаяся струя распространяется вдоль поверхности, ее ось параллельна поверхности и находится от нее на расстоянии, примерно равном радиусу воздуховыпускного отверстия. Поперечный профиль скорости в пределах от внешней границы струи до ее оси совпадает с профилем для свободной струи, а от оси до поверхности скорость резко падает за счет влияния вязкости воздуха. В углу струя поворачивает на 90° без изменения структуры. При выпуске струи в помещение прилипание к потолку наступает не только при размещении выпуска непосредственно у потолка, но и на некотором расстоянии от него, если выполняется условие $h_{вр} > 0.65H_{пом}$, где $H_{пом}$ – высота помещения, м; $h_{вр}$ – высота воздухораспределителя над полом, м (рис.7.26).

Здесь к эффекту Коанда добавляется еще и возникновение разрежения в зоне между выпуском и потолком, которое возникает из-за ограниченной возможности подмешивания воздуха к струе со стороны потолка. Обычно пренебрегают несовпадением оси настилающейся струи с поверхностью, и определяют расчетную длину пути струи до точки входа в рабочую зону как $x = B + (H_{пом} - h_{pz})$, где h_{pz} – высота рабочей зоны, равная 2 м, если люди в по-

мещении стоят, и 1.5 м, если сидят; B – глубина помещения от стены до стены в направлении развития струи, м (рис.7.26). Используются настилающиеся струи главным образом для вентиляции небольших помещений в общественных зданиях.

Веерные струи

Веерные струи являются разновидностью настилающихся, но они растекаются вдоль поверхности в разных направлениях от выпуска. Как правило, воздухораспределители в этом случае размещаются у потолка. Струя растекается по потолку, встречается с соседними, смыкается с ними и опускается в рабочую зону. В этом случае длину пути струи до точки входа в рабочую зону можно определять по выражению $x = B/2 + (H_{\text{пом}} - h_{\text{pz}})$, где B – расстояние между соседними воздухораспределителями (сторона ячейки), м (рис.7.27). Применяется такая схема обычно для вентиляции помещений большой площади с повышенными требованиями к равномерности воздухораспределения.

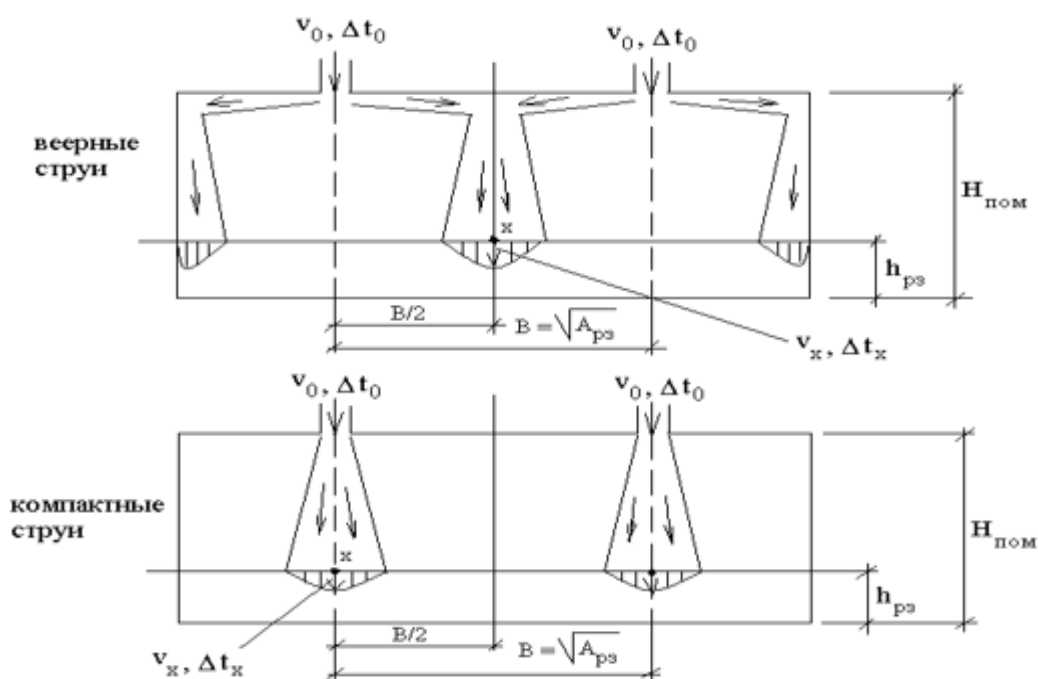


Рис.7.27. Расчетные схемы воздуходачи веерными и компактными струями

Компактные струи

Подача воздуха компактными струями используется, как правило, в высоких помещениях при $H_{\text{пом}} = 5 \dots 15$ м, главным образом в промышленных зданиях. Тогда длина пути струи до точки входа в рабочую зону для вертикальных струй вычисляется по формуле $x = H_{\text{пом}} - h_{\text{рз}}$ (рис. 7.27).

7.9. Инженерный метод расчета воздухораспределения в помещении

1. Выбираем схему подачи воздуха (см. п.7.7) и тип воздухораспределителя.

2. Находим число воздухораспределителей N . При подаче компактными и веерными струями $N = A_{\text{пл}}/A_{\text{рз}}$, где $A_{\text{рз}}$ – площадь пола, приходящаяся на одну струю (площадь ячейки). Величина $A_{\text{рз}}$ вычисляется как B^2 (поскольку по определению $B = \sqrt{A_{\text{рз}}}$), причем оптимальное значение $B = C(H_{\text{пом}} - h_{\text{рз}})$. Коэффициент C равен 1,25 ... 3,3 для веерных струй и 1,25 ... 2 для компактных. При подаче воздуха настилающимися струями число воздухораспределителей выбирается обычно по конструктивным соображениям, в небольших помещениях $N = 1$.

3. Вычисляем x – длину пути струи до точки входа в рабочую зону, м, в зависимости от принятой схемы подачи воздуха.

4. Определяем расход воздуха через один воздухораспределитель $L_o = L_{\text{п}}/N$, м³/ч, где $L_{\text{п}}$ – воздухообмен помещения по притоку, м³/ч.

5. Осуществляем предварительный выбор типоразмеров воздухораспределителей по величине ориентировочного живого сечения для прохода воздуха $A_{\text{ор}} = \frac{L_o}{3600v_{\text{ор}}}$, м². Здесь $v_{\text{ор}}$ – рекомендуемая скорость воздуха в живом сечении, м/с. Для небольших помещений ее можно принимать в пределах 1,5 – 2 м/с, для высоких она может быть и больше. Затем по каталогу подбирается воздухораспределитель рассматриваемого типа с ближайшим фактическим сече-

нием $A_{\text{факт}}$ и определяются для него параметры m и n , после чего уточняется величина $v_o = \frac{L_o}{3600A_{\text{факт}}}$ – фактическая скорость воздуха на выпуске, м/с.

6. Проверяем скорость на оси струи v_x в точке входа в рабочую зону, отклонение температуры от температуры рабочей зоны Δt_x в этой же точке и условие прилипания струи к потолку по следующим формулам (см. п.7.5, но с учетом неизотермичности и взаимодействия струй):

$$v_x = \frac{mv_o \sqrt{A_{\text{факт}}}}{x} k_n k_{\text{con}}, \text{ м/с}; \quad \Delta t_x = \frac{n\Delta t_o \sqrt{A_{\text{факт}}}}{x} \frac{k_n}{k_{\text{con}}}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Параметр Δt_o представляет разность температуры воздуха в рабочей зоне и температуры притока: $\Delta t_o = t_v - t_{\text{п}}$. $k_n = \sqrt[3]{1 \pm 3(x/H)^2}$ – коэффициент неизотермичности (для веерных струй вместо коэффициента 3 нужно использовать 2).

Здесь $H = \frac{5,45mv_o^4 \sqrt{A_{\text{факт}}}}{\sqrt{n\Delta t_o}}$ – геометрическая характеристика струи, м. Знак «–» в

формуле для k_{con} принимается для нагретых струй, направленных вниз, и для охлажденных, направленных вверх, когда гравитационные силы препятствуют развитию струи, а знак «+» – для нагретых струй, направленных вверх, и для охлажденных, направленных вниз, когда гравитационные силы разгоняют струю.

$k_{\text{con}} = f\left(\frac{x}{m\sqrt{A_{\text{пз}}}}\right)$ – коэффициент стеснения (принимается по справочным данным).

Вычисленные значения v_x и Δt_x сравнивают с максимально допустимыми. Если $v_x > v_{\text{доп}}$, увеличивают $A_{\text{факт}}$, подбирая другой типоразмер воздухораспределителя, а если $\Delta t_x > \Delta t_{\text{доп}}$, необходимо $A_{\text{факт}}$ уменьшить.

7. Проверяем условие прилипания струи. Для настилающихся струй оно соблюдается, если $x < 0,5H$, а для веерных при $C/2 < 0,4H$.

Описанную последовательность расчета можно наглядно проиллюстрировать следующим примером (О.Д. Самарин, «Гидравлические расчеты инженерных систем», 3-е изд., перераб. и доп. – М.: АСВ, 2020. – 144 с.):

Исходные данные:

$L_{\text{п}} = 5820 \text{ м}^3/\text{ч}$ – по расчету воздухообмена; $H_{\text{пом}} = 10,3 \text{ м}$ – по разрезу здания; $h_{\text{pz}} = 1,5 \text{ м}$ (поскольку люди в помещении сидят); $A_{\text{пл}} = 15,22 \times 9,9 = 150,7 \text{ м}^2$ – по плану этажа.

Предусматриваем подачу воздуха веерными струями через регулируемые многодиффузорные плафоны квадратного сечения.

Вычисляем требуемый размер B при минимальном $C = 1,25$:

$B = C(H_{\text{ном}} - h_{\text{pz}}) = 1,25(10,3 - 1,5) = 11 \text{ м}$; тогда $N = A_{\text{пл}}/B^2 = 150,7/11^2 = 1,25 \approx 1$, но из конструктивных соображений принимаем $N = 6$ (три ряда по два). Это будет подтверждено дальнейшим расчетом.

Потолок помещения разбиваем на прямоугольные ячейки, в центре каждой из которых размещается воздухораспределитель. Таким образом, длина ячейки равна $15,22/3 = 5,07 \text{ м}$, ширина – $9,9/2 = 4,95$. Следовательно, за расчетную ширину ячейки принимаем меньшую из этих величин, т.е. $4,95 \text{ м}$.

Расчетная длина струи: $x = B/2 + (H_{\text{ном}} - h_{\text{pz}}) = 4,95/2 + (10,3 - 1,5) = 11,28 \text{ м}$.

Расход воздуха на один воздухораспределитель: $L_o = L_{\text{п}}/N = 5820/6 = 970 \text{ м}^3/\text{ч}$. Принимаем рекомендуемую скорость воздуха в живом сечении $v_{\text{ор}} = 3 \text{ м/с}$, поскольку высота помещения $H_{\text{пом}} > 6 \text{ м}$.

Ориентировочное живое сечение для прохода воздуха

$$A_{\text{ор}} = \frac{L_o}{3600 v_{\text{ор}}} = \frac{970}{3600 \cdot 3} = 0,089 \text{ м}^2.$$

Выбираем плафоны марки 4АПН 600×600 («Арктос»). Их характеристики: $A_{\text{факт}} = 0,086 \text{ м}^2$ – по каталогу; $m = 2,5$; $n = 3$ по табл. 17.6 (Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Ч.3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн.1. / под ред. Н.Н.Павлова и Ю.И.Шиллера.

– М: Стройиздат, 1992. 320 с., далее – СПР).

$$\text{Фактическая скорость на выпуске } v_o = \frac{L_o}{3600 A_{\text{факт}}} = \frac{970}{3600 \cdot 0.086} = 3,1 \text{ м/с.}$$

Величину Δt_o принимаем для холодного периода, поскольку проверку условия $v_x < v_{\text{доп}}$ так же следует проводить для этого периода, поскольку v_o , а значит, и v_x в течение года постоянны, а $v_{\text{доп}}$ по ГОСТ 30494-2011 в холодный период меньше, и условие $v_x < v_{\text{доп}}$ в этом случае выполнить сложнее. Тогда $\Delta t_o = 1^\circ\text{C}$ по расчету воздухообмена в помещении.

Геометрическая характеристика струи:

$$H = \frac{5.45 m v_o^4 \sqrt[4]{A_{\text{факт}}}}{\sqrt{n \Delta t_o}} = \frac{5.45 \cdot 2.5 \cdot 3.1 \cdot \sqrt[4]{0.086}}{\sqrt{3 \cdot 1}} = 13.2 \text{ м.}$$

Коэффициент неизотермичности $k_n = \sqrt[3]{1 + 2(x/H)^2} = \sqrt[3]{1 + 2(11.28/13.2)^2} = 1,35$. Принимаем знак «плюс», поскольку температура притока в холодный период ниже температуры внутреннего воздуха, а подача осуществляется сверху вниз. Коэффициент стеснения k_{con} в данном случае можно считать равным 1 (СПР).

Скорость на оси струи в точке входа ее в рабочую зону:

$$v_x = \frac{m v_o \sqrt{A_{\text{факт}}}}{x} k_n k_{\text{con}} = \frac{2.5 \cdot 3.1 \sqrt{0.086}}{11.28} \cdot 1.35 \cdot 1 = 0,27 \text{ м/с. Это несколько выше, чем}$$

$v_{\text{доп}} = 0,2 \cdot 1,2 = 0,24 \text{ м/с}$, но разница невелика и находится в пределах точности расчета. Здесь $v_{\text{норм}} = 0,2 \text{ м/с}$ – оптимальное значение подвижности воздуха для холодного периода в целом по рабочей зоне по ГОСТ 30494-2011; 1,2 – повышающий коэффициент для перехода от $v_{\text{норм}}$ к $v_{\text{доп}}$ при оптимальных условиях по прил. Б СП 60.13330.2016, когда струя входит в рабочую зону основным участком. В допустимых условиях значение этого коэффициента составляет 1,4, если в помещении люди заняты легкой работой, и 1,8 – при работе средней тяжести или тяжелой. Если струя входит в рабочую зону начальным участком, то во всех случаях данный коэффициент по прил. Б СП 60.13330.2016 равен 1. В нашем примере длина начального участка равна

$m\sqrt{A_{факт}} = 2.5\sqrt{0.089} = 0,73 \text{ м} \ll x = 11,28 \text{ м}$, следовательно, струя входит в рабочую зону действительно основным участком.

Значение $v_{норм} = 0,2 \text{ м/с}$ принимается для всех общественных зданий, кроме помещений, где люди находятся в полураздетом виде (5-я категория по ГОСТ 30494-2011 – раздевалки, процедурные кабинеты, кабинеты врачей и т.п.), ванн, душевых и жилых зданий, где $v_{норм} = 0,15 \text{ м/с}$. Допустимые значения $v_{норм}$ для указанных типов зданий по ГОСТ 30494-2011 составляют соответственно 0,3 и 0,2 м/с.

Отклонение температуры в струе от температуры в рабочей зоне в точке входа в нее струи $\Delta t_x = \frac{n\Delta t_o \sqrt{A_{факт}}}{x} \frac{k_n}{k_{con}} = \frac{3 \cdot 1 \cdot \sqrt{0.086}}{11.28} \frac{1.35}{1} = 0,106 \text{ °C} < \Delta t_{доп} = \Delta t_2 = 1,5\text{°C}$ (по прил. В СП 60.13330.2016 для жилых, общественных и административно-бытовых зданий, если $t_{п} < t_{в}$).

Проверяем условие прилипания струи $B/2 < 0,4H$:
 $4,95/2 = 2,28 < 0,4 \cdot 13,2 = 5,28$ – условие безотрывного течения струи выполнено, следовательно, выбранный тип воздухораспределительного устройства и схема их размещения обеспечивают нормируемые параметры воздуха в обслуживаемой зоне помещения.

Глава 8. Энергопотребление и энергосбережение при обеспечении микроклимата

Особенность систем обеспечения микроклимата состоит в том, что они расходуют большое количество *энергоресурсов*, в том числе тепловую и электрическую энергию и водопроводную воду.

Количественная оценка энергетической эффективности средств обеспечения микроклимата исходит из величины суммарного годового расхода энергии системами. *Годовой расход энергии* представляется наиболее объективным энергетическим показателем, так как именно в годовом цикле в полной мере проявляются все режимы потребления энергии.

В течение года происходит изменение тепловой нагрузки на системы отопления-охлаждения и вентиляции, которые обусловлены годовым ходом параметров наружной среды и сезонной сменой параметров микроклимата. Принципиально можно выделить *два вида* расхода энергии. Первый обусловлен стабилизацией температурных условий в помещении (расход энергии на отопление и охлаждение), второй – связан с термодинамической обработкой воздуха в установках вентиляции и кондиционирования.

8.1. Годовой расход энергии на отопление и охлаждение

Годовой расход энергии на отопление-охлаждение, МДж/г, определяется интегрированием во времени суток и года соответствующих функций времени нагрузки на системы:

$$Q^{\circ} = 3600 \cdot 10^{-6} M \int_{\Delta\tau} Q_C d\tau \quad (8.1)$$

где: $\Delta\tau$ – период потребления энергии, суток;

M – продолжительность суточной работы системы с учетом числа рабочих дней в неделю, ч;

Q_C – текущая потребность помещения в теплоте или холоде, Вт.

Для упрощения в формулу (8.1) обычно подставляют значения нагрузок, средние для каждого рассматриваемых суток. Это дает возможность избежать рассмотрения внутрисуточного изменения нагрузки.

Отопительный период в нашей стране определяется как период, характеризующийся превышением теплотерь здания над тепlopоступлениями, что приводит к необходимости подачи теплоты в здание для поддержания нормируемой температуры в помещениях. При этом началом (концом) отопительного периода считается момент времени, когда среднесуточная температура наружного воздуха в течение трех суток подряд удерживается равной или ниже (выше) граничной температуры $t_{гр}$, равной $+10^{\circ}\text{C}$ для детских и лечебно-профилактических учреждений и домов-интернатов для престарелых, и $+8^{\circ}\text{C}$ для остальных зданий. Нормативные значения продолжительности отопительного периода $z_{оп}$ в зависимости от принятой граничной температуры приводятся в таблице 1 СНиП 23-01-99* и в таблице 3.1 СП 131.13330.2018 (колонка 11 при $t_{гр} = +8^{\circ}$ и колонка 13 при $t_{гр} = +10^{\circ}$). Тем не менее, в отдельные годы фактическая продолжительность отопительного периода, так же, как и средняя температура наружного воздуха за этот период $t_{оп}$, могут значительно отклоняться от нормативных. Так, в условиях Москвы отклонение числа градусо-суток отопительного периода от среднего достигает в отдельные годы от -26% до $+20\%$. Нормативный уровень $t_{оп}$ так же указан в таблице 1 СНиП 23-01-99* и в таблице 3.1 СП 131.13330.2018 (колонка 12 при $t_{гр} = +8^{\circ}$ и колонка 14 при $t_{гр} = +10^{\circ}$). Однако в связи с наметившейся в последние десятилетия тенденцией к глобальному потеплению климата число градусо-суток все чаще оказывается ниже нормативного. В определенной степени это обстоятельство учтено в актуализированной редакции СНиП 23-01 – СП 131.13330.2018.

Аналогично **охлаждающим периодом** следует считать период, характеризующийся превышением тепlopоступлений в помещения здания над тепlopотерями, что приводит к необходимости искусственного охлаждения помещений здания для поддержания в них нормируемой температуры. Но, в отличие от отопительного, моменты начала и конца этого периода и его продолжительность гораздо сильнее зависят от соотношения тепlopотерь и тепlopоступлений в каждом здании и даже в отдельных помещениях, так что в переходных условиях возможна ситуация, когда одним помещениям еще требуется обогрев, а другим – уже охлаждение. Поэтому нормативные характеристики охлаждающего периода в СП 131.13330.2018 не приводятся. Они определяются расчетным путем для каждого конкретного случая.

Упрощенно потребление тепловой энергии за отопительный период системой отопления, например, на стадии технико-экономического обоснования принципиальных решений, МДж/г, можно определить так:

$$Q_{om}^2 = 86400 \cdot 10^{-6} \frac{\sum Q_{om}}{(t_e - t_{н5})} \text{ГСОП} \quad (8.2)$$

где $Q_{от}$ – расчетная мощность системы отопления здания, Вт;

86400 – число секунд в сутках;

ГСОП – градусо-сутки отопительного периода, К·сут, $\text{ГСОП} = (t_b - t_{оп})z_{оп}$;

t_b – средняя по зданию температура внутреннего воздуха для расчета системы отопления;

$t_{н5}$ – температура наружного воздуха для наиболее холодной пятидневки обеспеченностью 0,92.

Здесь учитывается, что система отопления, как правило, работает ежедневно и круглосуточно, поэтому в формуле (8.1) $M = 24$ ч/сут.

При оборудовании приборов системы отопления автоматическими терморегуляторами (термоклапанами) из величины Q_{om}^2 необходимо вычесть полезно используемые тепlopоступления в помещения здания. На стадии предвари-

тельных расчетов это можно сделать по выражению:

$$Q_{ном}^2 = 86400 \cdot 10^{-6} q_{ном} A_{от} z_{от} k_{ном} \quad (8.3)$$

где $A_{от}$ – отапливаемая площадь здания, m^2 , принимаемая по архитектурно-строительным чертежам;

$q_{пост}$ – удельные тепlopоступления на $1 m^2$ отапливаемой площади, $Вт/м^2$, от людей, освещения и электроприборов, приводов инженерных систем и солнечной радиации. Величину $q_{пост}$ в общественных зданиях можно принимать в раз-
мере $10 - 15 Вт/м^2$;

$z_{от}$ – продолжительность отопительного периода, сут;

$k_{пост}$ – коэффициент полезного использования тепlopоступлений. Он несколько меньше единицы, поскольку в начале и конце отопительного периода, когда тепlopоступления больше тепlopотерь, даже при полном отключении системы отопления останутся теплоизбытки, повышающие температуру в помещении и, следовательно, бесполезные. По данным Е.Г. Малявиной, можно принимать $k_{пост} = 0,8 \dots 0,85$ для тепlopоступлений от солнечной радиации, для других видов тепlopоступлений он может быть и меньше.

8.2. Годовой расход энергии на вентиляцию и кондиционирование воздуха

Вторая часть общего расхода энергии на обеспечение микроклимата связана с *тепловой обработкой приточного воздуха*. Существует многообразие схем обработки воздуха, выделим общие принципы определения годового расхода энергии на нагрев и охлаждение наружного воздуха.

Исходным для решения вопроса о необходимости нагрева, охлаждения или другой обработки наружного воздуха является поле требуемых параметров внутреннего микроклимата, т.е. зона возможного расположения точек В. Она имеет вид криволинейного четырехугольника (рис.8.1). Ее можно получить следующим образом: проводим на $I-d$ -диаграмме изотермы $t_{в.мах}$ и $t_{в.мин}$, соответ-

ствующие максимальной и минимальной температуре из оптимальных (если рассматривается кондиционирование воздуха) или из допустимых (для вентиляции) для данного помещения по требованиям ГОСТ 30494-2011, и кривые $\phi_{в.мах}$ и $\phi_{в.мин}$ максимальной и минимальной относительной влажности по данным того же ГОСТ. Заключенная между этими линиями область и будет зоной «В». Вообще говоря, для теплого и холодного периода эти области будут различаться, но для упрощения дальнейших рассуждений будем считать зону «В» единой. Можно, например, для этого взять $t_{в.мах}$ и $\phi_{в.мах}$, исходя из норм для теплого периода, а $t_{в.мин}$ и $\phi_{в.мин}$ — для холодного, и тогда получающаяся область будет объединять поля параметров точек В для обоих периодов.

После такого построения необходимо еще изобразить на $I-d$ -диаграмме область возможных состояний наружного климата, т.е. зона возможного расположения точки Н. На рис.8.1 она ограничена замкнутой кривой. Эта область получается, исходя из климатических данных для рассматриваемого района строительства.

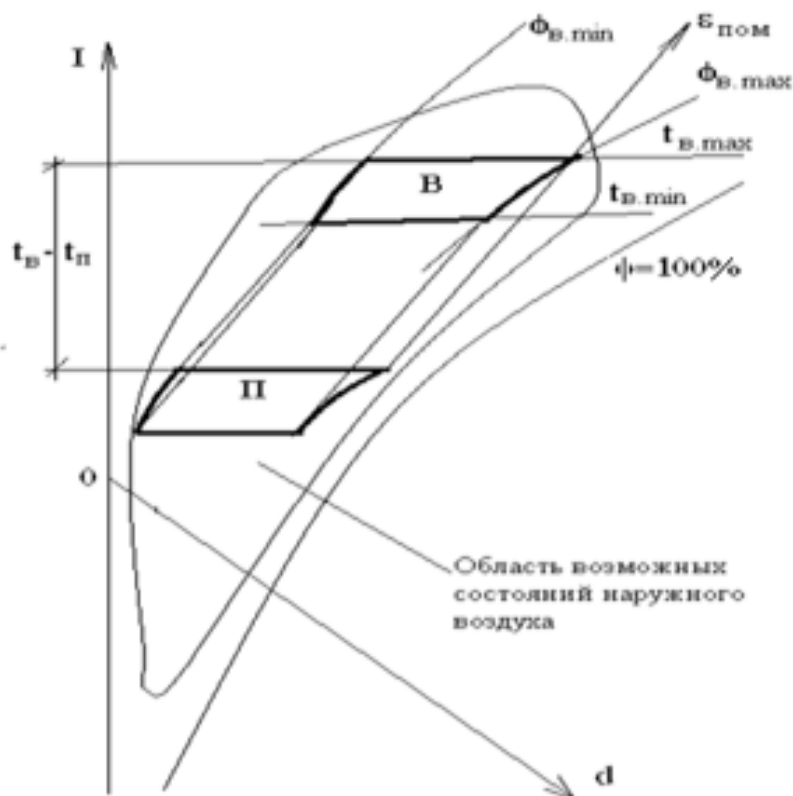


Рис.8.1. Поля внутреннего, приточного и наружного воздуха в $I-d$ диаграмме

Наличие границы у такой области объясняется тем, что, если не принимать во внимание крайне маловероятные варианты, для каждого населенного пункта возможны далеко не любые сочетания температуры и относительной влажности наружного воздуха.

Теперь проведем через вершины зоны «В» линии с угловым коэффициентом $\varepsilon_{\text{пом}}$, соответствующим процессу изменения состояния воздуха в помещении (см. п.5.6). Опять-таки, для теплого и холодного периодов года значения $\varepsilon_{\text{пом}}$ могут не совпадать, но в первом приближении, как и в случае с самой областью «В», можно принять некоторую единую величину (например, среднюю). После этого откладываем вдоль линий $\varepsilon_{\text{пом}}$ необходимую разность температур между внутренним воздухом и притоком ($t_{\text{в}} - t_{\text{п}}$) и получаем зону требуемого расположения точек П, т.е. область состояний приточного воздуха после его обработки.

Если теперь через вершины поля «П» провести не только линии постоянной энтальпии, но и линии $d = \text{const}$, можно определить в зависимости от текущего положения точки Н наиболее рациональные способы обработки воздуха, требующие минимальных энергозатрат. Для прямоточной системы кондиционирования воздуха это показано на рис.8.2.

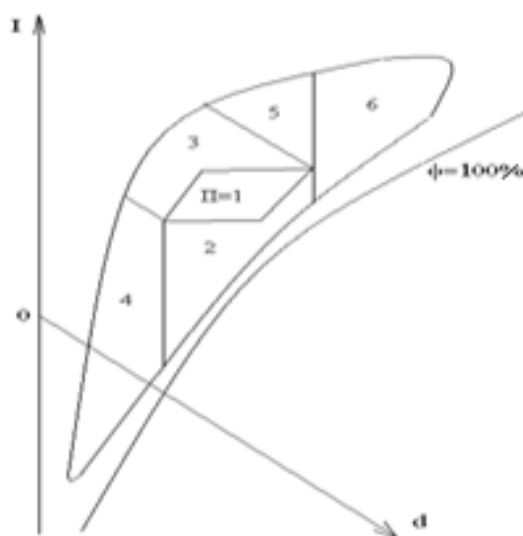


Рис.8.2. К определению наиболее рационального режима работы прямоточной системы кондиционирования воздуха в течение года

В зоне 1 на рис.8.2 наружный воздух уже имеет параметры, необходимые для притока, поэтому какой-либо специальной обработки воздуха там не требуется. Зона 2 соответствует сухому нагреву наружного воздуха в поверхностном воздухонагревателе (калорифере), зона 3 – адиабатному (изоэнтальпийному) увлажнению и охлаждению, в зоне 4 требуется нагрев и увлажнение, в зоне 5 – сухое охлаждение наружного воздуха в поверхностном воздухоохладителе и, наконец, в зоне 6 требуется охлаждение наружного воздуха с его осушкой.

Используя $t-\varphi$ диаграмму, можно нанести на поле рис. 8.1 так называемую *климатическую кривую*, соединяющую точки на $I-d$ -диаграмме с наиболее вероятными сочетаниями t и φ . Она проходит от точки, изображающей параметры «Б» для холодного периода года, до точки с параметрами «Б» в теплый период.

Для наглядности на рис.8.3 и 8.3а показаны отдельно $t-\varphi$ диаграммы соответственно для трех зимних и трех летних месяцев в климатических условиях Москвы по данным пособия к СНиП 23-01-99* под ред. В.К.Савина. Здесь температуры отложены по горизонтальной оси, а относительная влажность – по вертикальной, и значения повторяемости сочетаний $t-\varphi$ приведены не в часах, а в относительных единицах – в процентах от общей продолжительности рассматриваемого периода года. Изолинии повторяемости проведены через 0,2%, а сами значения повторяемости для областей между двумя соседними изолиниями, увеличенные в 10 раз, перечислены в легенде диаграмм. Жирной сплошной линией отмечено примерное положение климатической кривой. Она проходит в направлении наибольшей вытянутости изолиний. Легко видеть, что обе части кривой при переходе от рис.8.3 к рис.8.3а хорошо стыкуются друг с другом, а началом и концом линии действительно являются точки, отвечающие параметрам «Б».

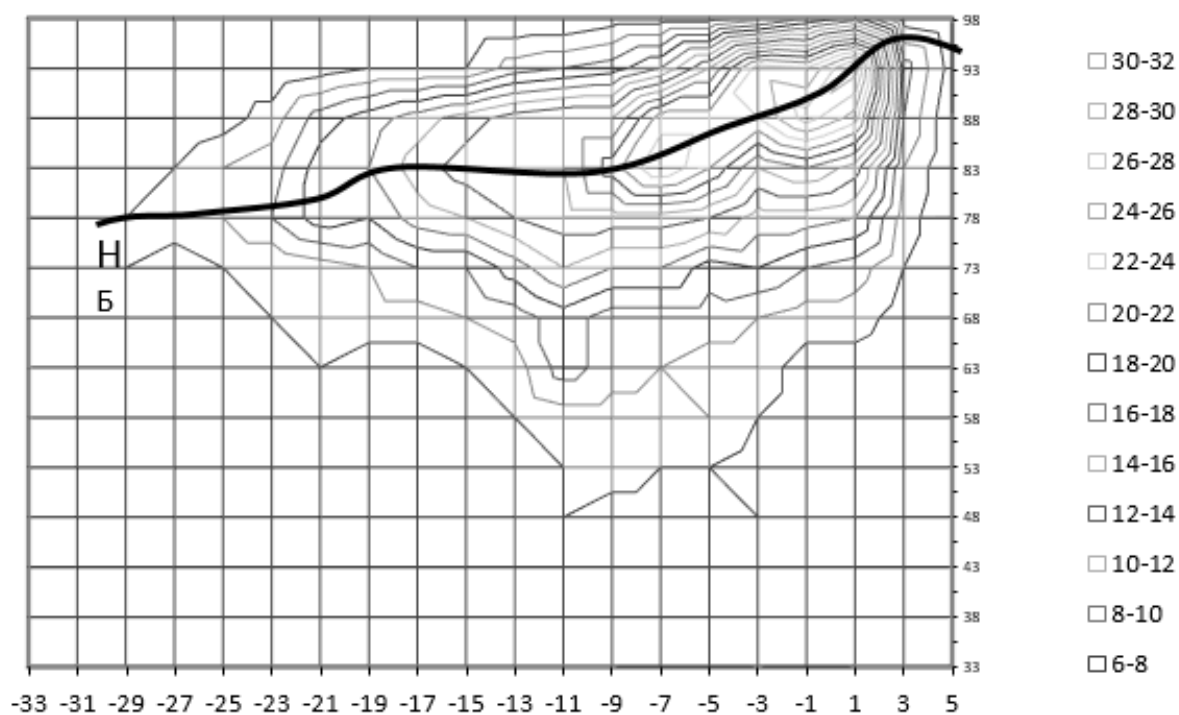


Рис.8.3. Диаграмма t - ϕ для условий Москвы (для трех зимних месяцев)

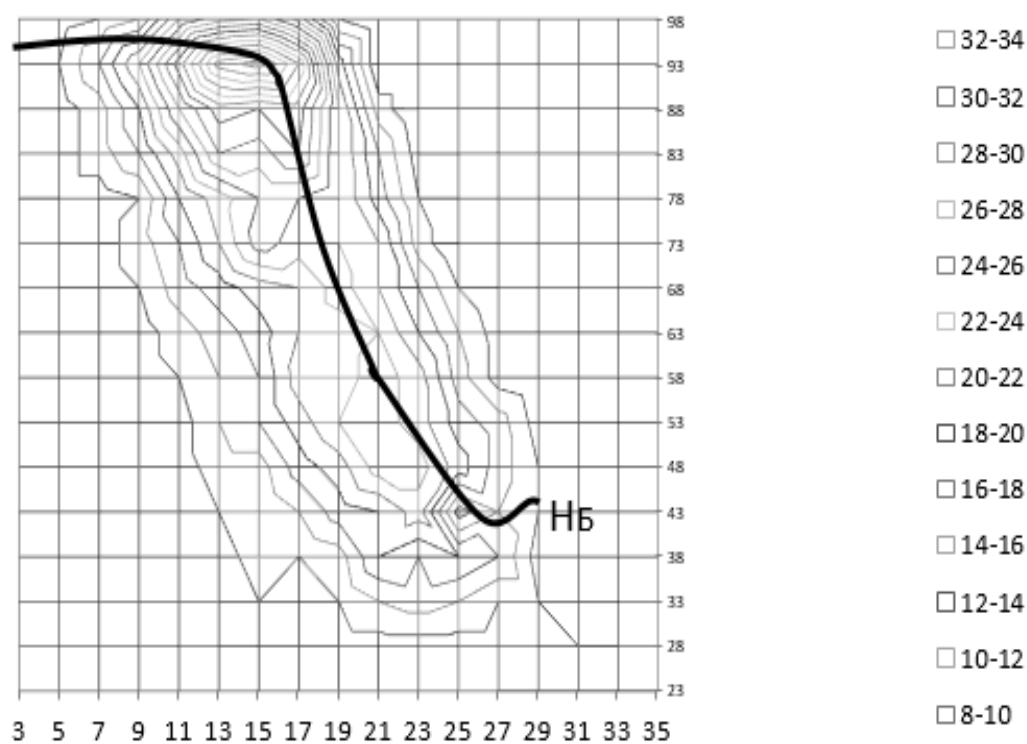


Рис.8.3а. Диаграмма t - ϕ для условий Москвы (для трех летних месяцев)

Климатическая кривая позволяет достаточно точно вычислить годовой расход теплоты на нагрев наружного воздуха. Схема построения и расчета показана на рис.8.4. Жирной линией показан основной процесс обработки воздуха в расчетных условиях холодного периода (см. рис.7.10а, Вариант 1). Далее наносим на диаграмму изотермы $t_{\text{нi}}$ с некоторым интервалом (обычно через 5^0) и получаем на их пересечении с климатической кривой соответствующие точки состояния наружного воздуха Н_i . Затем из точек Н_i проводим линии $d = \text{const}$ до пересечения с отрезком К – П', находим соответствующие точки окончания процесса нагрева К_i и определяем по построению температуры в этих точках $t_{\text{ки}}$.

После этого годовое энергопотребление, МДж/г, вычисляется по следующей формуле:

$$Q_{\text{вент}}^2 = 10^{-3} G_{\text{n}} c_{\text{в}} (1 - k_{\text{эф}}) \sum ([t_{\text{ки}} - t_{\text{ни}}] Z_i) \quad (8.4)$$

где Z_i – число часов стояния наружной температуры в интервале от $t_{\text{ни}}$ до $t_{\text{ни+1}}$, определяемое по климатическим данным;

G_{n} – массовый расход нагреваемого воздуха, кг/ч, $G_{\text{n}} = L_{\text{n}} \rho_{\text{в}}$, где L_{n} – объемный расход притока, м³/ч, а плотность воздуха $\rho_{\text{в}}$ можно принимать равной 1,2 кг/м³; $c_{\text{в}} = 1,005$ кДж/(кг·К) – удельная теплоемкость воздуха; параметр $k_{\text{эф}}$ представляет собой коэффициент температурной эффективности теплоутилизатора (при наличии в рассматриваемом варианте утилизации теплоты), определяемый по расчету теплоутилизационного оборудования. На стадии предварительных вычислений можно принимать $k_{\text{эф}} = 0,4 - 0,5$ для систем с промежуточным теплоносителем, $0,5 - 0,55$ – для пластинчатых перекрестноточных теплообменников и $0,7 - 0,8$ – для вращающихся (роторных) регенераторов.

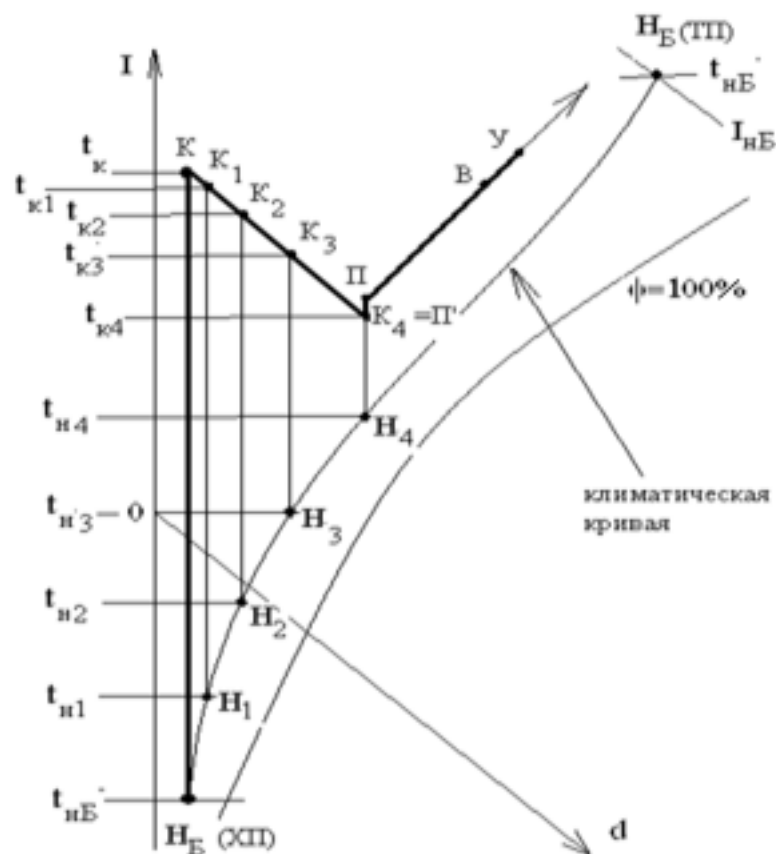


Рис.8.4. Схема построения на I-d-диаграмме для расчета годового потребления тепловой энергии на нагрев наружного воздуха с использованием климатической кривой.

Аналогично расход холода на охлаждение притока в теплый период можно определить, исходя из построения, показанного на рис.8.5. Здесь принята последовательность обработки воздуха, предусматривающая его охлаждение с осушкой без вторичного подогрева (рис.7.9б). Взаимное расположение точек Н и П' дает такую возможность. Однако в теплый период обычно не используется утилизация холода, т.е. параметр $k_{эф}$ из расчетной формулы теперь исключается, а поскольку охлаждение осуществляется с осушкой, при расчете расхода холода необходимо учитывать изменение полной теплоты через разность энтальпий в начале и конце процесса. При этом, в отличие от холодного периода, в данном случае положение точки П' фиксировано построением процесса изменения состояния воздуха в помещении, а значит, и конечная энтальпия тоже будет постоянной: $I_{п'} = \text{const}$, меняться будет только начальная I_n . Поэтому суммарное энергопотребление, МДж/г, будет вычисляться по выражению:

где Z_i – число часов стояния энтальпии наружного воздуха в интервале от I_{ni} до I_{ni+1} , определяемое по климатическим данным.

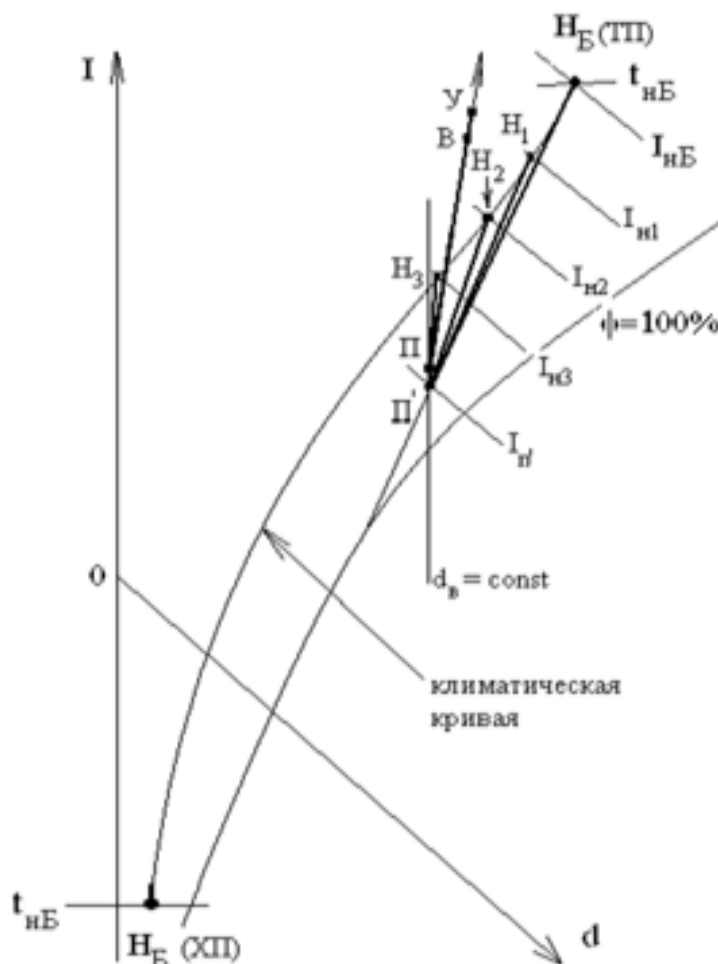


Рис.8.5. Схема построения на I-d-диаграмме для расчета годового потребления холода на охлаждение наружного воздуха в теплый период с использованием климатической кривой.

Ориентировочно потребление тепловой энергии за отопительный период системой вентиляции, МДж/г, например, на стадии технико-экономического обоснования принципиальных решений, можно определить так:

$$Q_{vent}^2 = 10^{-3} Z_p G_n c_\theta \Gamma \text{COП} (1 - k_{эф}) \quad (8.6)$$

где Z_p – число часов в сутки, когда отопительное или вентиляционное оборудование работает; ГСОП – градусо-сутки отопительного периода (см. п.8.1). Остальные обозначения соответствуют принятым в формуле (8.5).

Данный результат можно уточнить, не прибегая к построению, показанному на рис.8.4 и расчету по выражению (8.5), если использовать условную величину ГСОП, вычисленную не по нормативным значениям климатических параметров, а с учетом реального времени работы системы вентиляции. Очевидно, что для дневного периода средняя температура наружного воздуха за отопительный сезон будет несколько выше, чем среднесуточная, указанная в СП 131.13330.2018. Можно показать, что она определяется как $t'_{on} = t_{on} + \Delta t$, где Δt – поправка к величине t_{on} (О.Д.Самарин), пропорциональная амплитуде суточных колебаний A_{th} температуры наружного воздуха в холодный период года, °С. Значение этой амплитуды приводится в колонке 8 таблицы 3.1 СП 131.13330.2018. Коэффициент пропорциональности при этом зависит от моментов начала и конца рабочего времени. В частности, если система вентиляции начинает работу в 9 ч и заканчивают в 18 ч по местному времени, этот коэффициент равен 0,36. Таким образом, при учете некруглосуточной работы вентиляционного оборудования расход теплоты на нагрев приточного воздуха уменьшится из-за снижения фактической величины ГСОП.

8.3. Основные пути повышения энергоэффективности систем обеспечения микроклимата.

С экономической точки зрения энергосбережение не является самоцелью, а лишь средством для снижения суммарных затрат на возведение и последующую эксплуатацию здания. Поэтому всегда представляет интерес вопрос о выборе оптимального сочетания инженерных решений, обеспечивающих экономически обоснованное снижение энергопотребления. Но для этого необходимо

представлять себе структуру энергетического баланса здания и связанные с ней возможности изменения энергозатрат по различным составляющим баланса.

Такая структура по данным многочисленных расчетов, выполненных для различных общественных зданий (источник: Самарин О.Д. Теплофизика. Энергосбережение. Энергоэффективность. – М.: Изд-во АСВ, 2014. 296 с.), изображена на рисунке 8.6.

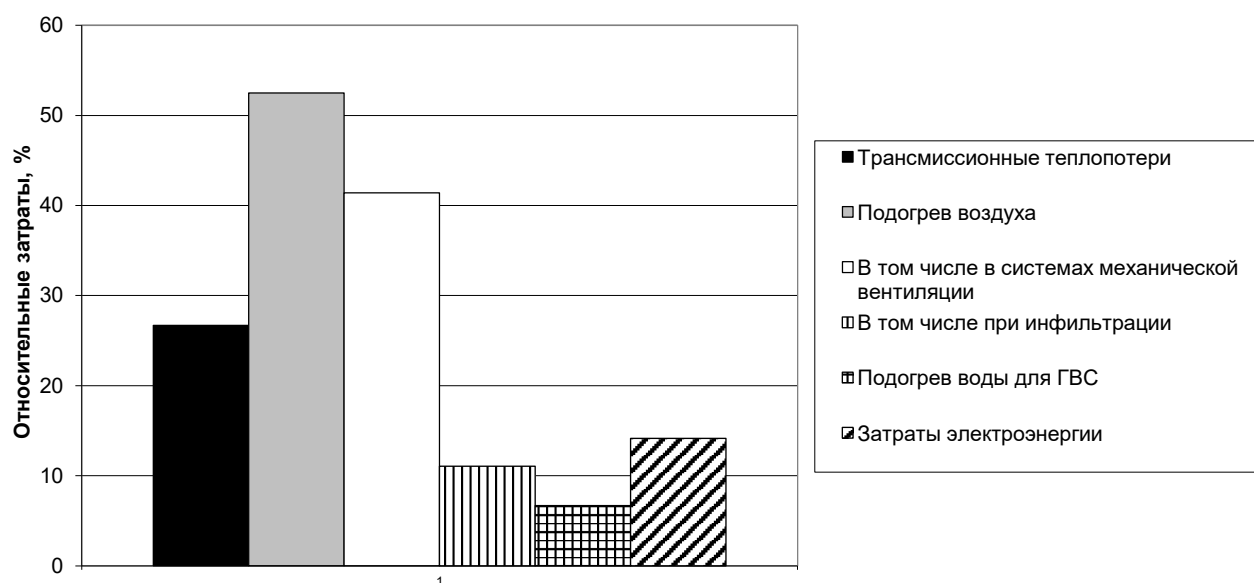


Рис.8.6. Составляющие энергозатрат общественных зданий

Анализируя приведенные на рисунке 8.6 данные, легко видеть, что трансмиссионные теплопотери через ограждающие конструкции в среднем составляют всего около $\frac{1}{4}$ от суммарных энергозатрат на функционирование здания. Поэтому вряд ли оправдано основное внимание повышению теплозащиты ограждений, особенно несветопрозрачных, поскольку при такой структуре энергетического баланса увеличение сопротивления теплопередаче даже в два (!) раза приведет к сокращению общего энергопотребления всего на $(\frac{1}{4}) \cdot (\frac{1}{2}) = \frac{1}{8}$, или на 12,5%. Это несоразмерно малая величина по сравнению с колоссальными дополнительными капитальными затратами на теплоизоляцию. Одновре-

менно доля трансмиссионных теплопотерь в общих энергозатратах еще больше снизится, а баланс приобретет еще более искаженный вид.

Заметим, что приведенные цифры получены при исходном уровне теплозащиты, который является оптимальным с технико-экономической точки зрения. В условиях Москвы это соответствует значениям сопротивления теплопередаче, например, для наружных стен в диапазоне $2,1 - 2,7 \text{ (м}^2\cdot\text{К)/Вт}$, т.е. в целом это уровень теплозащиты по таблице 3 СП 50.13330.2018 с допустимым снижением (региональные коэффициенты $m_p = 0,63$ для наружных стен и $0,8$ для полов и потолков). В принципе действующие нормативные документы РФ требуют соблюдения в первую очередь такого уровня теплозащиты, которое необходимо, исходя из требований безопасной эксплуатации. Эти требования в данном случае сводятся к поддержанию допустимой из санитарно-гигиенических соображений температуры и к недопущению конденсации влаги на внутренней поверхности конструкции, а также к предотвращению накопления влаги в ее толще. Поэтому повышение теплозащиты выше указанного оптимального уровня представляется нецелесообразным.

В то же время гораздо большее место (около половины) в энергетическом балансе занимают расходы на подогрев воздуха, главным образом в системах механической вентиляции. Соответственно в первую очередь следует рассматривать мероприятия, направленные на сокращение именно этой составляющей энергозатрат, поскольку это сразу приводит к существенному снижению общего энергопотребления.

В целом для здания возможны различные энергосберегающие мероприятия, часть из которых является пассивными, относящимися к ограждающим конструкциям. Они снижают в основном расчетную нагрузку на системы отопления-охлаждения. Основными из них являются следующие:

- Применение оптимальных архитектурно-конструктивных и объемно-планировочных решений здания, что позволяет улучшить компактность здания, т.е. уменьшить соотношение между площадью наружных ограждений и объе-

мом здания, а также ограничить теплопоступления от солнечной радиации в теплый период года.

- Утепление несветопрозрачных наружных ограждений до экономически оптимального уровня.

- Замена остекления на более энергоэффективное, в первую очередь двойного на тройное. Кроме того, целесообразен переход на двухкамерные стеклопакеты с повышенным сопротивлением воздухопроницанию и с селективным теплоотражающим покрытием или пленкой в межстекольном пространстве, особенно с заполнением этого пространства инертным газом. Это так же уменьшает как расчетные теплопотери, так и теплопоступления от солнечной радиации.

Другие средства экономии теплоты и холода относятся непосредственно к системам обеспечения микроклимата и дают возможность снижения энергозатрат в течение отопительного и охлаждающего периода. К простейшим из них относятся:

- Утилизация теплоты вытяжного воздуха в системах вентиляции и кондиционирования, а также применение его рециркуляции. Наименее затратным является применение схемы теплоутилизации с промежуточным теплоносителем (п.7.5).

- Использование наиболее рациональных режимов работы системы кондиционирования воздуха в течение года (п.8.2).

- Установка в системах горячего водоснабжения (ГВС) индивидуальных водосчетчиков, а также применение теплонасосных установок (ТНУ) для подогрева воды и других мероприятий по снижению тепло- и водопотребления на нужды ГВС.

- Установка автоматических терморегуляторов у отопительных приборов, дающая возможность полезно использовать бытовые тепловыделения, а также теплопоступления от солнечной радиации через окна.

В каждом конкретном проекте возможны также и другие способы снижения энергопотребления. Более подробно данные вопросы будут рассматриваться в рамках дисциплин «Отопление» и «Вентиляция и кондиционирование», а также в некоторых специальных курсах.

На рисунке 8.7 представлен энергетический баланс зданий до и после реализации перечисленного комплекса энергосберегающих мероприятий, в таблице 8.1 объединены данные по относительному снижению энергопотребления за счет применяемых мероприятий в зданиях, рассмотренных в уже упомянутом источнике.

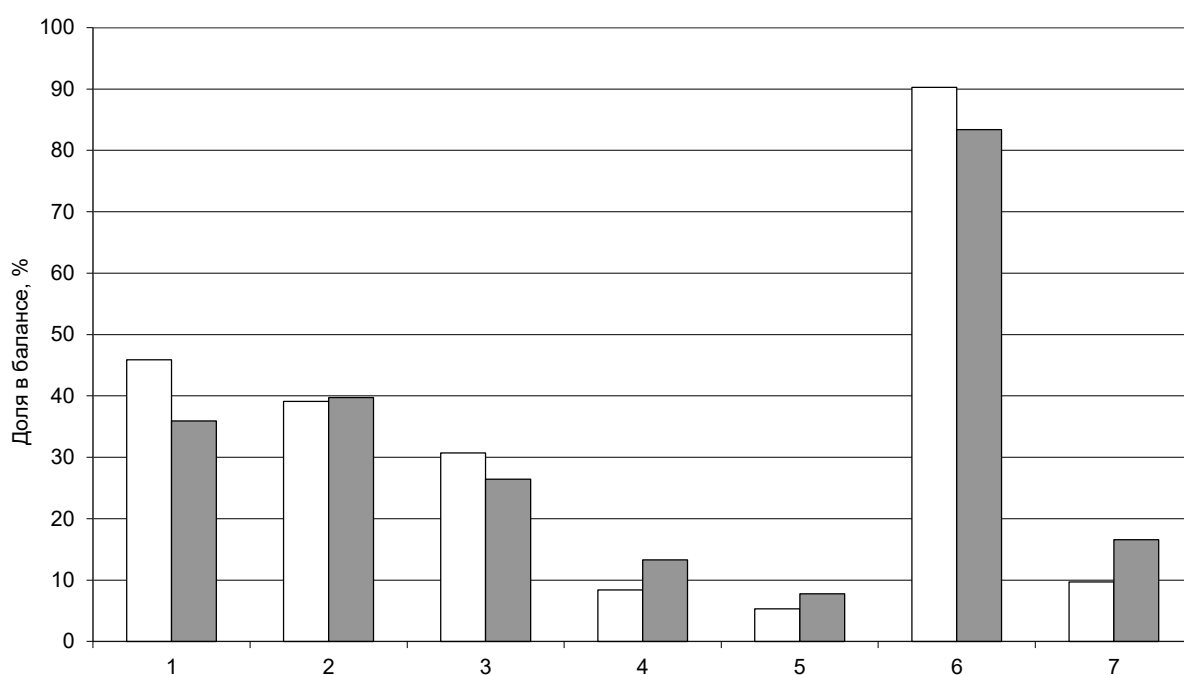


Рис.8.7. Энергетический баланс здания до и после реализации энергосберегающих мероприятий

Для наглядности среднее снижение энергопотребления изображено на рисунке 8.8 в виде столбчатой диаграммы. Здесь уже очевидно, что относительная энергетическая эффективность мероприятий в пределах выбранного комплекса обнаруживает чрезвычайную статистическую устойчивость. Можно показать, что средние значения при добавлении следующих объектов меняются уже очень незначительно, в пределах точности инженерного расчета. В несколько меньшей степени это характерно для абсолютного энергопотребления. Разница

обуславливается в основном назначением и объемно-планировочными решениями, в том числе несовпадением коэффициентов компактности и соотношений площадей стен, окон и покрытий, а также различием норм по воздухообмену и расходу горячей воды.

Таблица 8.1.

Относительное снижение энергопотребления в % за счет применения энергосберегающих мероприятий в общественных зданиях

Здания	Дополнительная теплоизоляция	Замена остекления	Теплоутилизация	Установка термоклапанов	Мероприятия ГВС	Всего
1	20	7,62	18,7	16	0,07	62,39
2	16,7	4,45	16,34	25,3	0,079	62,87
3	18,3	3,45	17,58	20,75	0,23	60,31
4	24,5	3,2	14,9	23,6	0,3	66,5
5	36,4	1,18	15,8	9,11	0,04	62,53
6	24,6	2,81	13,9	30	0,5	71,81
7	15,8	2,28	9,7	13,92	2,14	43,84
8	21,6	4,5	11,7	27,7	0,1	65,6
9	25,96	6,27	11,42	13,63	0,15	57,43
10	17,42	7,66	15,51	19,84	0,04	60,47
11	25,77	5,67	10,21	12,87	0,12	54,64
12	15,3	4,85	25,06	8,72	0,09	54,02
Среднее	22,10	4,46	14,97	17,83	0,386	60,79

Особенно это заметно на примере Здания 5, для которого из-за малого коэффициента остекления эффект от замены окон мало ощутим. Определенные особенности имеет также Здание 7, где в силу повышенной доли затрат на горячее водоснабжение в общем энергетическом балансе относительная эффективность мер по снижению остальных составляющих энергопотребления ока-

зывается несколько меньше, чем на других объектах. Наибольшее относительное снижение энергопотребления имеет место в Здании 6 из-за увеличенных бытовых тепловыделений в силу повышенной загрузки помещений постоянно работающим персоналом.

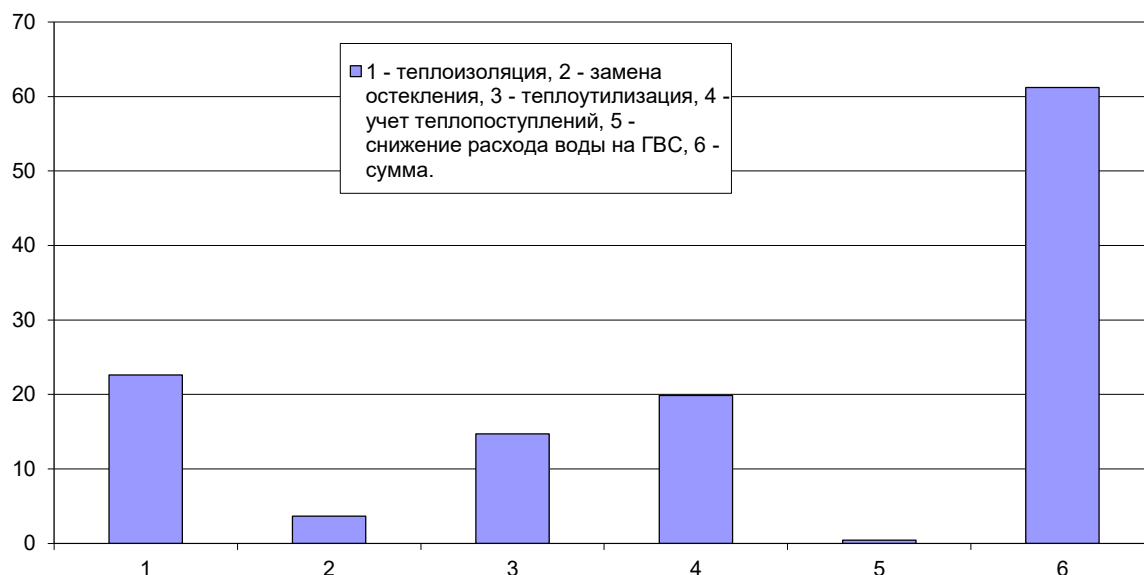


Рис.8.8. Среднее относительное снижение энергопотребления в общественных зданиях за счет различных энергосберегающих мероприятий, %

Особое значение имеет Здание 8 – характерное здание-представитель – средняя школа по типовому проекту 221-1-25-387. Результаты расчетов для данного объекта мы приводим, в первую очередь, поскольку на его примере могут исследоваться возможности различных энергосберегающих мероприятий и определяться их оптимальные характеристики. Поэтому целесообразно показать все параметры данного здания, как конструктивные, так и относящиеся к инженерным системам, а также результаты комплексной реализации энергосберегающих мероприятий для сравнения с индивидуальными решениями по снижению энергопотребления. Соответствующие показатели по данным того же источника приведены в таблицах 8.2 и 8.3.

Таблица 8.3.

Результаты определения энергетических показателей для здания средней
школы по типовому проекту 221-1-25-387

Параметр	Ед. изм.	Значение	
		Вар.1	Вар.2
Число учащихся	Чел	392	
Площадь остекления	м ²	464	
Площадь наружных стен (без окон)	м ²	1014	
Площадь покрытия	м ²	1397	
Площадь перекрытия над техподпольем	м ²	1397	
Коэффициент остекления	-	0,314	
Отапливаемая площадь	м ²	2794	
Отапливаемый объем	м ³	10102	
Средняя температура внутреннего воздуха	°С	+20	
Средняя температура нар. воздуха за от. период	°С	-3,1	
Продолжительность отопительного периода	сут	214	
Характеристика отопительного периода	тыс.К·час	118,6	
Сопротивление теплопередаче стен	м ² ·К/Вт	0,92	2,77
То же, покрытия	м ² ·К/Вт	1,66	3,70
То же, перекрытия над техподпольем	м ² ·К/Вт	1,38	3,25
Сопротивление теплопередаче окон	м ² ·К/Вт	0,42	0,54
Суммарная площадь наружных ограждений	м ²	4272	
Коэффициент n наружной стены	-	1	
То же, покрытия	-	1	
То же, перекрытия над техподпольем	-	0,6	
То же, окон	-	1	
Коэффициент компактности	м ⁻¹	0,423	

Коэффициенты добавочных теплопотерь	-	1,1, 1,13	
Трансмиссионные теплопотери	МВт·ч/г.	538,8	273,9
Расчетный воздухообмен (по проекту)	м³/ч	15200	
Кратность воздухообмена (в рабочее время)	ч⁻¹	1,505	
То же, в нерабочее время (принято)	ч⁻¹	0,5	
Коэфф. эффективности устройств теплоутилизации	-	0	0,5
Коэфф. учета встречного теплового потока	-	0,8	0,7
Рабочее время (исходя из режима работы)	час/сут	10	
Эффективная кратность воздухообмена	ч⁻¹	0,86	0,52
Энергозатраты на подогрев воздуха для вентиляции	МВт·ч/г.	340,0	205,6
Норма расхода горячей воды в средние сутки	л/сут	1333=3,4·N _{чел}	
Перепад температур в системе гор. водоснабжения	К	55	
Коэффициент снижения расхода горячей воды	-	1	0,94
Энергозатраты на горячее водоснабжение	МВт·ч/г.	18,2	17,1
Мощность электроприводов инженерных систем	кВт	20	
Коэффициент спроса для электроприводов	-	0,5	
Энергопотребление электроприводами инж. систем	МВт·ч/г.	21,4	
Удельная нагрузка на освещение и электроприборы	кВт/1 уч.	0,22	
Мощность освещения и электроприборов	кВт	86,2	
Коэффициент спроса для освещения и эл.приборов	-	0,76	

Электропотребление на освещение и эл.приборами	МВт·ч/г.	140,2	
Бытовые теплопоступления на 1м ² отапл. площади	Вт/м ²	14,9	
Бытовые тепловыделения	МВт·ч/г.	213,1	
Коэффициент затенения светового проема	-	0,65	0,5
Коэффициент относит. проникания солн. радиации	-	0,57	0,83
Теплопоступления от солн. радиации через окна	МВт·ч/г.	72,2	80,9
Суммарные теплопоступления	МВт·ч/г.	-	294,0

Примечание. Вар.1 – без применения энергосберегающих мероприятий,
Вар.2 – с применением рассмотренного комплекса таких мероприятий

Таблица 8.3.

Сравнительная эффективность энергосберегающих мероприятий для здания
средней школы по типовому проекту 221-1-25-387

Энергосберегающие мероприятия	Снижение энергопотребления	
	кВт·ч/(м ² ·г.)	%
Утепление несветопрозрачных наружных ограждений	81,7	21,6
Замена двойного остекления на тройное		
- повышение термического сопротивления	12,9	3,4
- снижение неорганизованного воздухообмена	4,1	1,1
Утилизация теплоты вытяжного воздуха	44,3	11,7
Установка смесителей с левым расположением крана горячей воды и кранов с регулируемым напором	0,4	0,1

Учет бытовых тепловыделений	76,2	20,1
Учет тепlopоступлений от солнечной радиации через окна	28,9	7,6
Итого	248,5	65,6

Для сравнения в таблицах 8.4 и 8.5 приведены результаты еще для двух зданий.

Таблица 8.4.

Результаты определения энергетических показателей Зданий 9 – 10.

Параметр	Ед. изм.	Значение			
		Здание 9		Здание 10	
		Вар.1	Вар.	Вар.1	Вар.
Количество людей (по проекту)	Чел.	218		150	
Площадь остекления	м ²	392		1124,4	
Площадь наружных стен (без окон)	м ²	2345		2943,1	
Площадь покрытия	м ²	1308		2790,4	
Площадь перекрытия над техподпольем	м ²	1308		900	
Коэффициент остекления	-	0,17		0,38	
Отапливаемая площадь	м ²	3447,2		6061,3	
Отапливаемый объем	м ³	16480,8		21445,3	
Средняя температура внутреннего воздуха	°C	18		20	
Средняя температура нар. воздуха за от. период	°C	-3,1			
Продолжительность отопительного периода	сут	214			
Характеристика отопительного периода	тыс.К-час	108		119	
Сопротивление теплопередаче стен	м ² ·К/Вт	0,90	2,41	0,87	2,34

То же, покрытия	м²·К/Вт	1,15	2,89	1,10	2,78
То же, перекрытия над техподпольем	м²·К/Вт	0,69	1,20	0,66	1,10
Сопротивление теплопередаче окон	м²·К/Вт	0,31	0,54	0,31	0,54
Суммарная площадь наружных огражде-	м²	5353,0		7757,9	
Коэффициент <i>n</i> наружной стены	-	1			
То же, покрытия	-	1			
То же, перекрытия над техподпольем	-	0,6			
То же, окон	-	1			
Коэффициент компактности	м ⁻¹	0,325		0,362	
Трансмиссионные теплотери	МВт·ч/Г.	827,3	378,0	1529,	712,
Расчетный воздухообмен (по проекту)	м³/ч	24721		42890	
Кратность воздухообмена (в рабочее	ч ⁻¹	1,5		2,0	
То же (в нерабочее время)	ч ⁻¹	0,5		0,5	
Коэфф. эффективности устройств тепло-	-	0	0,5	0	0,5
Коэффициент учета встречного теплово-	-	0,8	0,7	0,8	0,7
Рабочее время	час/сут	9		15	
Эффективная кратность воздухообмена	ч ⁻¹	0,81	0,5	1,55	0,89
Энергозатраты на подогрев воздуха для	МВт·ч/Г.	478,9	294,7	1301,	745,
Норма расхода горячей воды в средние	л/сут	2616		1800	
Коэффициент снижения расхода горячей	-	1	0,94	1	0,94
Энергозатраты на горячее водоснабже-	МВт·ч/Г.	35,8	33,7	24,6	23,2
Мощность электроприводов инженер- ных систем	кВт	100		200	
Коэффициент спроса для электроприво-	-	0,5		0,5	
Энергопотребление электроприводами	МВт·ч/Г.	96,3		513,6	
Удельная нагрузка на освещение и	кВт/1 чел	0,036		0,036	
Мощность освещения и электроприбо-	кВт	7,848		5,4	
Коэфф. спроса для освещения и	-	0,85		0,85	
Электропотребление на освещение и	МВт·ч/Г.	12,8		14,7	
Бытовые тепlopоступления на 1м² отaпл.	Вт/м²	8,3 (10)		6,2 (10)	

Бытовые тепловыделения	МВт·ч/Г.	177		571	
Коэффициент затенения светового прое-	-	0,65	0,50	0,65	0,50
Коэфф. относит. проникания солнечной радиации	-	0,57	0,83	0,57	0,83
Теплопоступления от солнечной радиа-	МВт·ч/Г.	18,5	20,7	89,2	99,9
Суммарные теплопоступления	МВт·ч/Г.	-	197,8	-	691,6

Таблица 8.5.

Сравнительная эффективность энергосберегающих мероприятий в Зд. 9 – 10.

Энергосберегающие мероприятия	Снижение энергопотребления			
	кВт·ч/(м ² ·Г.)		%	
	Зд,9	Зд,10	Зд,9	Зд,10
Утепление несветопрозрачных наружных ограждений	109,3	97,2	25,96	17,42
Замена двойного остекления на тройное: - за счет повышения термического сопротивления - за счет снижения неорганизованного воздухообмена	21	37,6	5	6,73
	5,34	5,19	1,27	0,93
Утилизация теплоты вытяжного воздуха	48,09	86,58	11,42	15,51
Установка смесителей с левым расположени-	0,62	0,24	0,15	0,04
Учет бытовых тепловыделений	51,36	94,31	12,2	16,89
Учет теплопоступлений от солнечной радиа-	6,01	16,48	1,43	2,95
Итого	$q_1 - q_2$		$\Delta q = (1 - q_2/q_1) \cdot 100$	
	242	337	57,43	60,47

Кроме того, в Здании 12 из-за большой кратности воздухообмена в рабочее время в системе механической вентиляции (около 6,4), связанной с наличием бассейна, снижение энергопотребления за счет теплоутилизации заметно возрастает и в относительных величинах выходит на первое место. Поэтому очевидно, что чем выше доля затрат на механическую вентиляцию в общем балансе здания, тем больше доводов в пользу утилизации теплоты вытяжного воздуха. Остается только добавить, что экономия за счет мероприятий ГВС в данном случае получилась незначительной из-за малого нормативного расхода горячей воды в общественных зданиях. Однако в жилых зданиях эти мероприятия могут дать большой эффект из-за высокой доли ГВС в общем энергетическом балансе.

При этом вклад каждого мероприятия в относительное снижение энергопотребления различен, но для всех зданий это распределение имеет сходный вид. Поэтому указанные в таблице 8.1 средние значения можно с большой уверенностью использовать для предварительной ориентировочной оценки каждого мероприятия в общее снижение энергопотребления. Суммарная экономия энергии весьма значительна и мало отличается для большинства зданий, находясь в пределах 55 – 65%, причем на долю утепления несветопрозрачных ограждений приходится, как правило, всего около 20 %. Иначе говоря, ни в одном из вариантов не удастся достичь 40%-ной экономии только за счет утепления несветопрозрачных ограждений. Это еще раз свидетельствует о необходимости комплексного подхода к энергосбережению. В то же время энергетическая эффективность теплоутилизации и установки автоматических терморегуляторов сравнима с дополнительной теплоизоляцией, однако эти мероприятия являются существенно менее затратными.

Общий вид оборудования, применяемого для реализации перечисленных энергосберегающих мероприятий, представлен на следующих рисунках.



Рис.8.9. Общий вид теплообменников для схемы с промежуточным теплоносителем



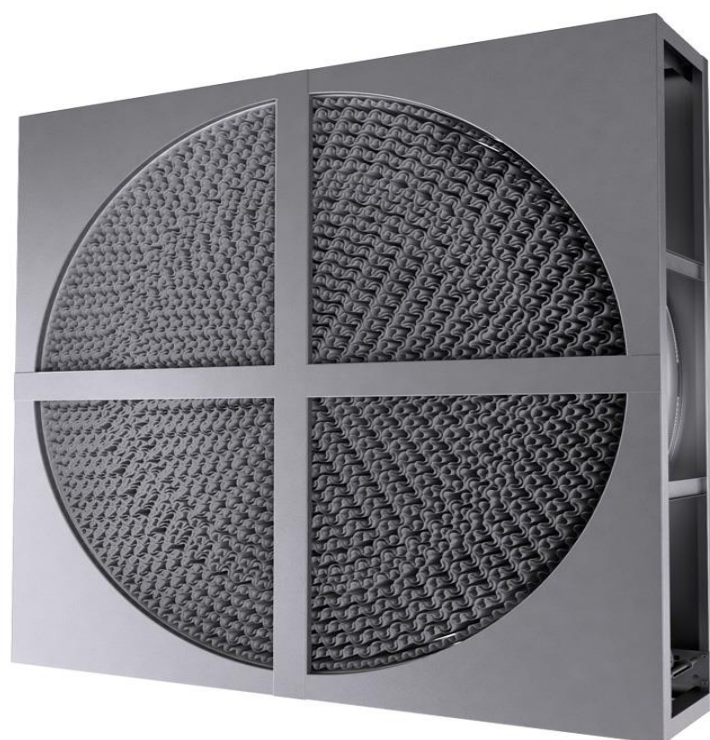
Рис.8.10. Общий вид теплообменников для схемы с промежуточным теплоносителем (вариант)



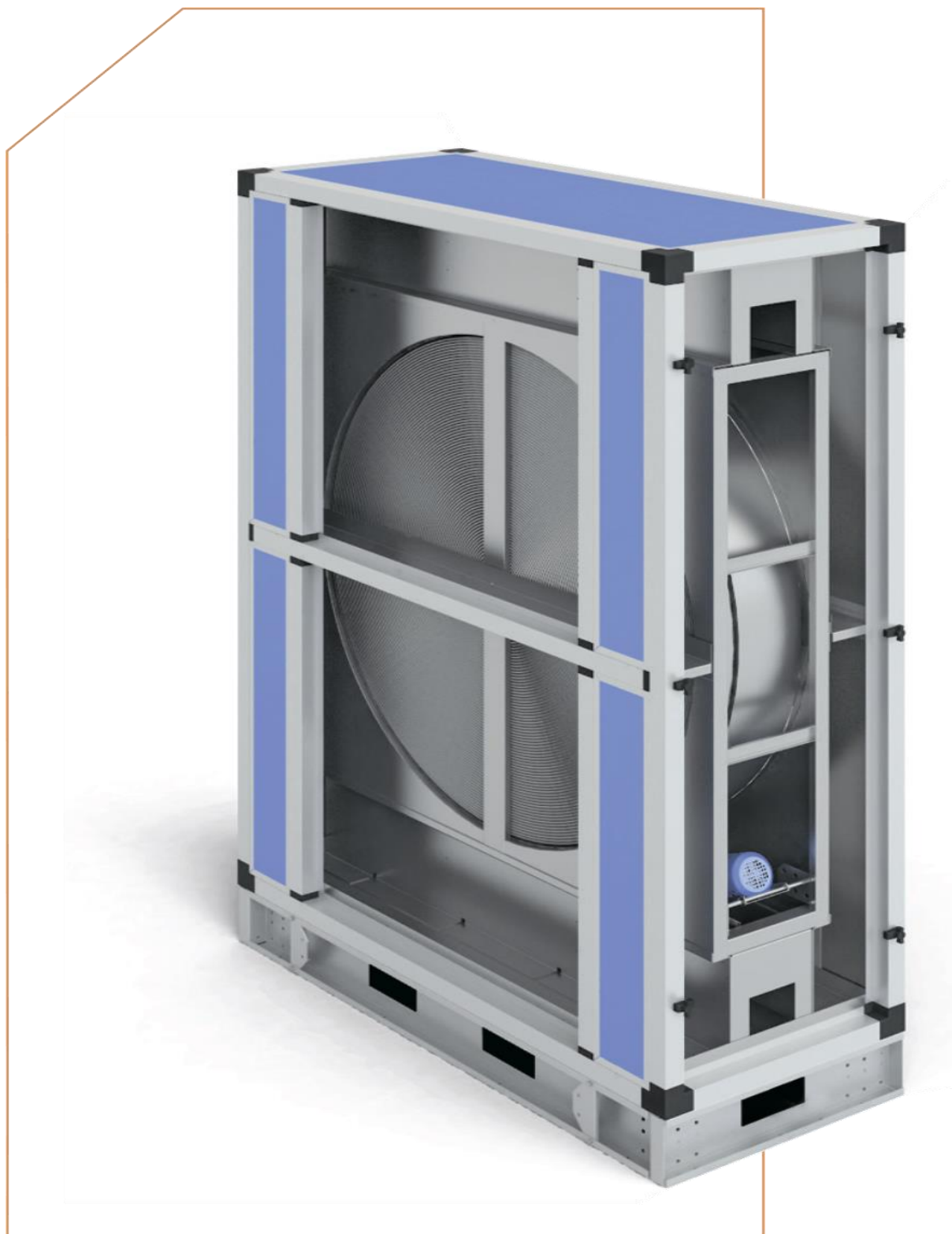
Рис.8.11. Общий вид пластинчатого рекуператора для утилизации теплоты вытяжного воздуха (варианты конструкции)



Рис.8.12. Общий вид пластинчатого рекуператора для утилизации теплоты вытяжного воздуха (вариант конструкции)



*Рис.8.14. Общий вид роторного регенератора для утилизации теплоты вытяжного воздуха
(варианты конструкции)*



*Рис.8.15. Общий вид роторного регенератора для утилизации теплоты вытяжного воздуха
(вариант конструкции)*



Рис.8.16. Автоматический терморегулятор (термоклапан) – вид снаружи (вариант конструкции)

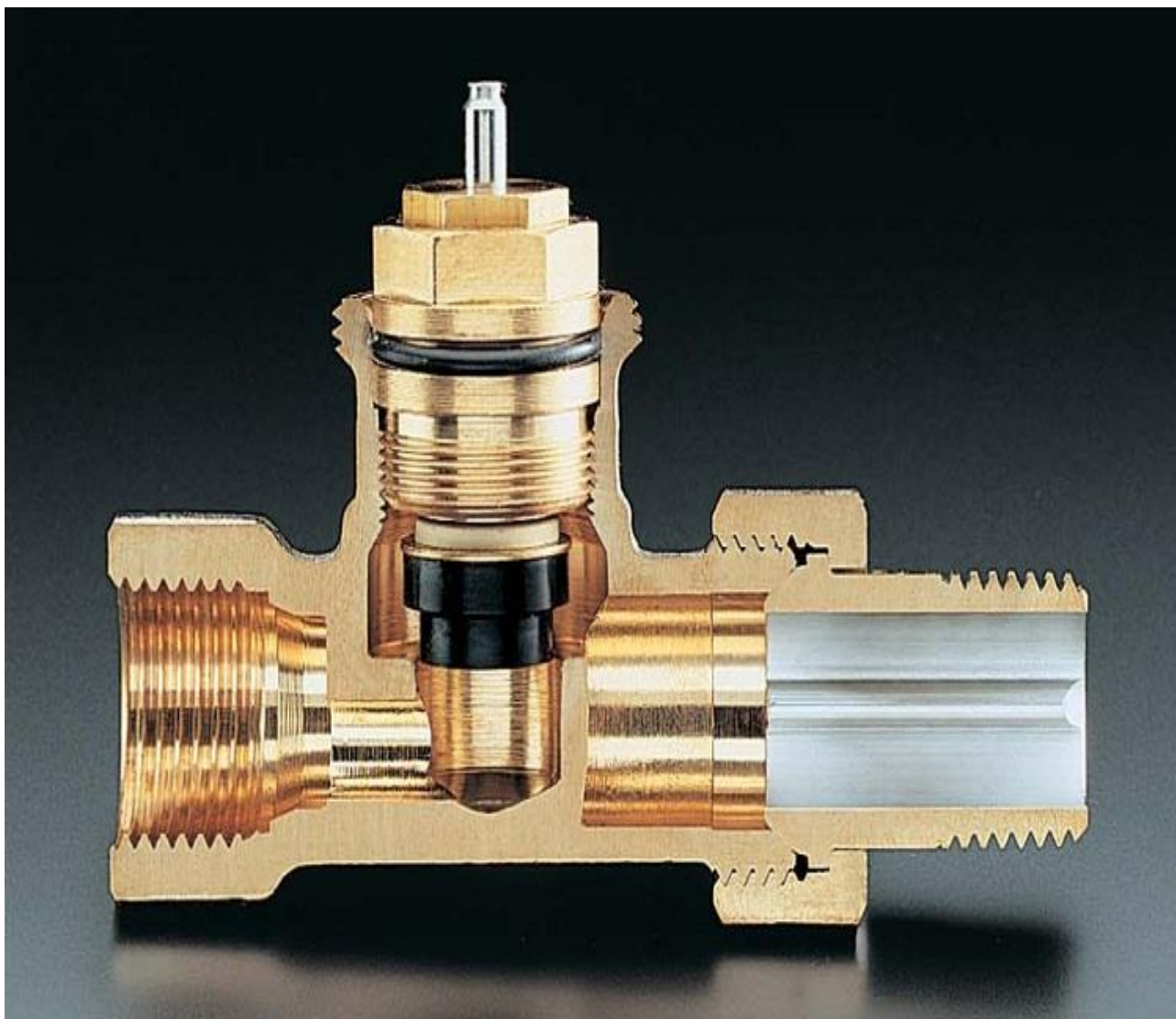


Рис.8.17. Автоматический терморегулятор (термоклапан) – вид в разрезе (вариант конструкции)