

Введение в курс лекций

Для создания комфортных условий жизнедеятельности человека в жилых, общественных и промышленных зданиях необходимо поддерживать в помещениях этих зданий строго определенный тепловой режим. Тепловой режим помещения, обеспечиваемый системой отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, определяется в первую очередь теплотехническими свойствами ограждающих конструкций, которые защищают среду помещения от сложных климатических воздействий: переохлаждения и перегрева, увлажнения, промерзания и оттаивания, паро- и воздухопроницания.

Строительная теплофизика – наука, изучающая проблемы теплового, воздушного и влажностного состояний внутренней среды и ограждающих конструкций зданий любого назначения и занимающаяся вопросами создания микроклимата помещениях, применяя системы кондиционирования (отопления – охлаждения и вентиляции) с учетом влияния наружного климата через ограждения.

Для понимания формирования микроклимата и определения возможных способов воздействия на него необходимо знать законы лучистого, конвективного и струйного теплообмена в помещении, уравнения общего теплообмена поверхностей помещения и уравнение теплообмена воздуха. На основе закономерностей теплообмена человека с окружающей средой формируются условия теплового комфорта в помещении.

Основное сопротивление потере теплоты из помещения оказывают теплозащитные свойства материалов ограждения, поэтому закономерности процесса теплопередачи через ограждения являются важнейшими при расчете системы отопления помещений. Рассмотрены процессы теплопередачи через воздушные прослойки, односторонний нагрев или охлаждения ограждения, при промерзании и оттаивании влаги в материале, а также сопротивление теплопередаче однородного многослойного и сложного ограждений.

Влажностный режим ограждения является одним из основных при расчете теплопередачи, поскольку переувлажнение приводит к заметному снижению теплозащитных свойств и долговечности конструкции. Проведен анализ причин увлажнения и изменения влажностного состояния ограждений, приведена методика расчета сопротивления паропрооницанию ограждающих конструкций, указаны меры предотвращения конденсации влаги в ограждении.

С тепловым режимом здания тесно связан и воздушный режим ограждений, поскольку инфильтрация наружного воздуха требует затрат теплоты на его подогрев, а эксфильтрация влажного внутреннего воздуха увлажняет материал ограждений. Рассмотрена теплопередача через ограждения при наличии воздухопроницания, дополнительные затраты теплоты на нагрев воздуха, определение сопротивления воздухопроницанию наружных ограждений.

Важными являются методика расчета теплоустойчивости ограждений как свойства сохранять относительно постоянство температуры внутренней поверхности при гармонических колебаниях температуры наружного воздуха и методика расчета теплоустойчивости помещений как свойства сохранять относительно постоянство температуры внутреннего воздуха при периодически изменяющихся теплопоступлениях от отопительных приборов.

Изучение выше рассмотренных вопросов дадут будущему инженеру знания, которые позволят решать вопросы создания микроклимата в зданиях в условиях эффективного и экономного расходования топливно-энергетических ресурсов.

ГЛАВА 1. ТЕПЛООБМЕН В ПОМЕЩЕНИИ

1.1 Тепловой режим здания

Тепловым режимом здания называется совокупность всех факторов и процессов, определяющих тепловую обстановку в его помещениях.

Помещения здания (рис. 1.1) изолированы от внешней среды ограждающими конструкциями, что позволяет создать в них определенный микроклимат. Наружные ограждения защищают помещения от непосредственных атмосферных воздействий, а специальные системы кондиционирования поддерживают определенные заданные параметры внутренней среды. Совокупность всех инженерных средств и устройств, обеспечивающих заданные условия микроклимата в помещениях здания (ограждающие конструкции, солнцезащитные устройства, другие конструктивно-планировочные средства, а также системы отопления - охлаждения, вентиляции, кондиционирования воздуха), называют системой кондиционирования микроклимата (СКМ).

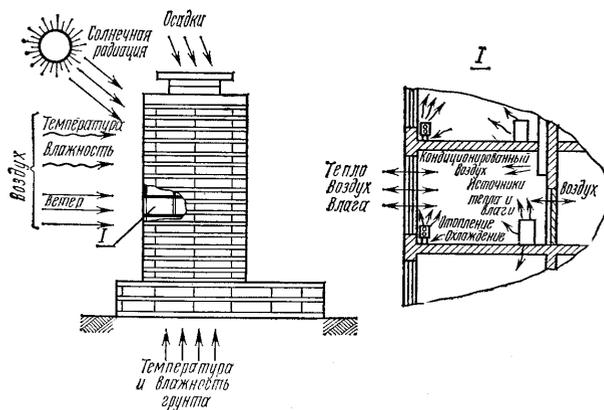


Рис. 1.1 – Различные виды воздействий на тепловой, воздушный и влажностный режимы в помещении в здании

Под действием разности наружной и внутренней температур, солнечной радиации и ветра помещение теряет теплоту через ограждения зимой и нагревается летом. Гравитационные силы, действие ветра и вентиляция создают перепады давлений, приводящие к перетеканию воздуха между сообщающимися помещениями и к его фильтрации через поры материала и неплотности ограждений. Атмосферные осадки, влаговыделения в помещениях, разность влажности внутреннего и наружного воздуха приводят к влагообмену через ограждения, под влиянием которого возможно увлажнение материалов и ухудшение защитных свойств и долговечности наружных стен и покрытий.

Процессы, формирующие тепловую обстановку помещения, необходимо рассматривать в неразрывной связи между собой, ибо их взаимное влияние может оказаться весьма существенным. Например, фильтрация воздуха и увлажнение конструкций могут в несколько раз увеличить теплотери помещения зимой. В то же время создание благоприятной воздушной среды в помещении требует организации его воздухообмена и влагообмена с наружной средой.

1.2 Теплообмен в помещении

При эксплуатации зданий определяющим является тепловой режим помещений, от которого зависит ощущение теплового комфорта людей,

нормальное протекание производственных процессов, состояние и долговечность конструкций здания и его оборудования. Тепловая обстановка в помещении определяется совместным действием ряда факторов: температуры, подвижности и влажности воздуха помещения, наличием струйных течений, распределением параметров воздуха в плане и по высоте помещения, а также радиационным излучением окружающих поверхностей, зависящим от их температуры, геометрии и радиационных свойств. Под действием конвективного и лучистого теплообмена и процессов массопереноса температуры воздуха и поверхностей в помещении взаимосвязаны и оказывают воздействие друг на друга.

Для изучения формирования микроклимата, его динамики и способов воздействия на него нужно знать законы теплообмена в помещении. Общая схема теплообмена в помещении приведена на рис. 1.2. Из нее следует, что в помещении в обмене теплотой участвует ряд элементов.

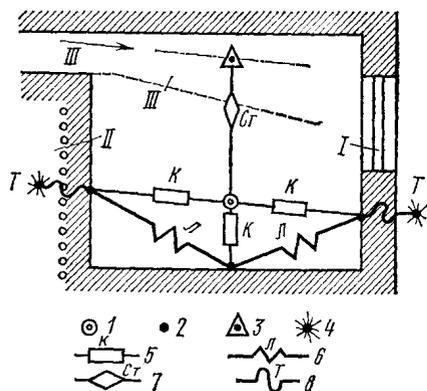


Рис. 1.2 – Общая схема теплообмена в помещении:

1 – воздух основного объема помещения; 2– поверхности, обращенные в помещение; 3– струи воздуха; 4– внешняя среда; 5– конвективный теплообмен; 6– лучистый теплообмен; 7– струйный теплообмен; 8 – теплообмен теплопроводностью; I – наружное ограждение; II – панель (отопительный прибор) системы отопления; III – неизотермическая струя приточного воздуха.

Это воздух основного (не занятого струйными течениями) объема помещения, поверхности, обращенные в помещение, объемы струй воздуха, внешние среды (наружный воздух, теплоноситель в приборах системы отопления – охлаждения). Между перечисленными элементами происходят следующие виды обмена теплом. Конвективный (*K*) теплообмен возникает между воздухом и поверхностями ограждений и приборов системы отопления - охлаждения, лучистый (*Л*) теплообмен - между отдельными поверхностями. В результате турбулентного перемешивания неизотермических струй воздуха с воздухом основного объема помещения происходит «струйный» (*Ст*) теплообмен. Внутренние поверхности наружных ограждений в основном теплопроводностью (*T*) через толщину конструк-

ций и теплообменом передают теплоту наружному воздуху, а поверхности приборов также теплопроводностью и теплообменом - теплохладоносителю системы отопления – охлаждения.

Важной составляющей сложного процесса, формирующего тепловой режим помещения, является теплообмен на поверхностях. Тепловой баланс любой поверхности i в помещении (рис. 1.2) в стационарных и нестационарных условиях может быть представлен на основе закона сохранения энергии уравнением

$$L_i + K_i + T_i = 0 \quad (1.1)$$

Лучистая L_i , конвективная K_i , и кондуктивная (теплопроводностью) T_i , составляющие теплообмена на поверхностях в помещении могут изменяться во времени, иметь различную величину и знак, но уравнение (1.1) остается неизменным для всех поверхностей в стационарных и нестационарных условиях теплообмена. Исключения составляют поверхности, на которых происходят явления, связанные с дополнительным выделением и поглощением теплоты (испарение воды или конденсация водяного пара, облучение сосредоточенным источником тепла и пр.). Для таких условий в уравнение теплового баланса (1.1) необходимо ввести слагаемые, учитывающие наличие дополнительных источников или стоков теплоты.

Температуры поверхностей в помещении неодинаковы. Обычно зимой и летом наружные ограждения и приборы систем отопления – охлаждения бывают более нагретыми или охлажденными по сравнению с внутренними стенами, которые имеют температуру, близкую к температуре воздуха в помещении. Между поверхностями происходит теплообмен излучением, подчиняющийся общим физическим закономерностям, пользоваться которыми в инженерных расчетах сложно. Лучистый теплообмен в помещении происходит в условиях ограниченного диапазона значений температур, определенных радиационных свойств поверхностей, геометрии их расположения и пр.

Рассмотрим особенности излучения поверхностей и лучистого теплообмена в помещении с тем, чтобы упростить задачу и получить достаточно точную и простую методику для инженерного расчета.

1.3 Лучистый теплообмен

Тепловое излучение поверхностей в помещении можно рассматривать как монохроматическое, диффузное, подчиняющееся законам Стефана – Больцмана, Ламберта и Кирхгофа, инфракрасное излучение серых тел.

Как один из видов поверхностей в помещении своеобразные радиационные свойства имеет оконное стекло. Оно частично проницаемо для излучения. Оконное стекло, хорошо пропускающее коротковолновое излучение, практически непрозрачно для излучения с длиной волн более 3–5 мкм, которое характерно для теплообмена в помещении.

Воздух помещения при расчете лучистого теплообмена между поверхностями обычно считают лучепрозрачной средой. Он состоит в основном из двухатомных газов (азота и кислорода), которые практически прозрачны для тепловых лучей и сами не излучают тепловой энергии. Незначительное содержание многоатомных газов (водяного пара и углекислого газа) при малой толщине слоя воздуха в помещении практически не изменяет этого свойства.

Каждая поверхность в помещении отдает тепло излучением и поглощает лучистое тепло, приходящее от окружающих поверхностей.

Поверхности в помещении отличаются от абсолютно черных тел. Это осложняет задачу, так как падающая на серую поверхность лучистая энергия частично отражается от нее. Некоторая ее часть может многократно отражаться от взаимно облучаемых серых поверхностей. Из теории лучистого теплообмена известно, что при теплообмене монохроматическим излучением двух серых поверхностей количество переданной теплоты равно

$$Q_{1-2} = e_{1-2} \cdot C_0 \cdot j_{1-2} \cdot F_1 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad (1.2)$$

где j_{1-2} – коэффициент облученности поверхности 2 с поверхности 1.

Коэффициент j_{1-2} показывает долю лучистого потока, падающего на поверхность 2, от всего потока, излучаемого поверхностью 1.

В формуле (1.2) величина e_{1-2} есть приведенный коэффициент излучения при теплообмене между двумя (1 и 2) серыми поверхностями. Он может быть определен для трех случаев.

Первый случай, когда две поверхности, расстояние между которыми мало по сравнению с их размерами, параллельны. Приведенный коэффициент излучения равен:

$$e_{1-2} = \frac{1}{(1/e_1) + (1/e_2) - 1} \quad (1.3)$$

где e_1 и e_2 – коэффициенты излучения поверхностей 1 и 2.

Второй случай, когда одна невогнутая поверхность F_1 окружена большой поверхностью F_2 такой же геометрии

$$e_{1-2} = \frac{1}{1/e_1 + F_1/F_2(1/e_2 - 1)} \quad (1.4)$$

В третьем случае, когда поверхности малы или невелико расстояние между ними и часть отраженного излучения, возвращенного на излучаемую поверхность, становится незначительной,

$$e_{1-2} = e_1 \cdot e_2 \quad (1.5)$$

Для выполнения инженерных расчетов удобно в формуле (1.2) заменить разность четвертых степеней абсолютных температур разностью температур, °С, в первой степени

$$\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 = b_{1-2}(t_1 - t_2) \quad (1.6)$$

Температурный коэффициент b_{1-2} в диапазоне комнатных температур определим при средней температуре теплообменивающихся поверхностей [$t_{cp} = 0,5(t_1 + t_2)$] зависимостью

$$b_{1-2} \approx 0,81 + 0,01 \cdot t_{cp} \quad (1.7)$$

С учетом выражения (1.6) формулу (1.2) можно записать в виде

$$Q_{1-2} = C_0 \cdot \varepsilon_{1-2} \cdot b_{1-2} \cdot (\tau_1 - \tau_2) \cdot \varphi_{1-2} \cdot F_1 \quad (1.8)$$

Формула (1.8) – приближенная, так как она получена из рассмотрения лучистого теплообмена двух поверхностей без учета многократного отражения и участия в этом процессе остальных поверхностей. Для точного расчета лучистого теплообмена между всеми поверхностями в помещении воспользуемся методикой, в которой используют так называемое эффективное излучение поверхности $E_{эф}$ – общий поток лучистого тепла, покидающего поверхность. Этот поток складывается из потоков собственного $E_{соб}$ и отраженного $E_{отп}$ излучений. Собственное излучение поверхности равно

$$E_{соб} = e \cdot E_0 \quad (1.9)$$

где E_0 – излучение абсолютно черного тела при температуре поверхности; e – коэффициент излучения (степень черноты).

Лучистый поток, приходящий на поверхность, называют падающим излучением $E_{над}$. $E_{над}$ складывается из потоков эффективного излучения всех окружающих поверхностей.

В интегральной форме баланс лучистого теплообмена поверхности l в помещении имеет вид

$$L_{\delta i} = \int_{F_1} E_{соб1} dF_1 + \int_{F_1} E_{отп1} dF_1 - \int_{F_1} E_{над1} dF_1 = \int_{F_1} F_{эф1} dF_1 - \int_{F_1} E_{над1} dF_1 \quad (1.10)$$

Если использовать осредненные по поверхностям характеристики, то баланс лучистого теплообмена поверхности 1 со всеми поверхностями в помещении определится как

$$L_{\delta 1} = (E_{эф1} - E_{над1}) \cdot F_1 \quad (1.11)$$

Эффективное излучение поверхности 1 равно

$$E_{эф1} = E_{соб1} + E_{отп1} = e_1 E_{0,1} + (1 - e_1) E_{над1} \quad (1.12)$$

и поэтому

$$E_{над1} = \frac{1}{1 - e_1} E_{эф1} - \frac{e_1}{1 - e_1} E_{0,1} \quad (1.13)$$

Подставив значение $E_{nad,1}$ в уравнение (1.11), можно определить зависимость баланса лучистого теплообмена $L_{\delta 1}$ от собственного и эффективного излучения поверхности

$$\begin{aligned} L_{\delta 1} &= \left(E_{\varepsilon\phi 1} - \frac{1}{1-\varepsilon_1} E_{\varepsilon\phi 1} + \frac{\varepsilon_1}{1-\varepsilon_1} E_{0,1} \right) \cdot F_1 = \\ &= \frac{\varepsilon_1}{1-\varepsilon_1} (E_{0,1} - E_{\varepsilon\phi,1}) \cdot F_1 \end{aligned} \quad (1.14)$$

Однако уравнения (1.14) недостаточно для расчета теплообмена, так как в него входят две неизвестные величины E_{o1} и $E_{\varepsilon\phi 1}$, чтобы их определить, необходимо иметь еще одно уравнение.

Радиационный баланс поверхности может быть вычислен также с помощью ее лучистого теплообмена с остальными поверхностями помещения. Количество лучистой теплоты, уходящей от поверхности 1 к окружающим ее j -тым поверхностям, равно:

$$E_{\varepsilon\phi 1} \cdot F_1 = E_{\varepsilon\phi 1} \sum F_1 \cdot j_{1-j} \quad (1.15)$$

Количество теплоты, падающей на поверхность 1 с окружающих ее j -тых поверхностей, равно

$$E_{nad1} \cdot F_1 = \sum E_{\varepsilon\phi j} \cdot F_j \cdot \phi_{j-1} \quad (1.16)$$

или, с учетом того, что по закону взаимности лучистых потоков

$$\begin{aligned} F_j j_{j-1} &= F_1 j_{1-j} \\ E_{nad1} \cdot F_1 &= \sum E_{\varepsilon\phi j} F_1 \phi_{1-j} \end{aligned} \quad (1.17)$$

Зависимость $L_{\delta 1}$ от эффективного излучения поверхностей имеет вид

$$L_{\delta 1} = \sum F_1 j_{1-j} (E_{\varepsilon\phi 1} - E_{\varepsilon\phi j}) \quad (1.18)$$

Таким образом, радиационный баланс поверхности полностью определяется двумя уравнениями (1.14) и (1.18).

Запись уравнений радиационного баланса относительно потоков теплоты E неудобна в инженерных расчетах. Поэтому для рассмотрения радиационного баланса введем понятие эффективной температуры поверхности $T_{\text{эф}}$. По аналогии с зависимостью между излучением абсолютно черной поверхности $E_{0,1}$ и ее температурой T_1

$$E_{0,1} = C_0 \left(\frac{T_1}{100} \right)^4$$

зависимость между эффективным излучением поверхности 1 $E_{\text{эф}1}$ и ее эффективной температурой $T_{\text{эф}1}$ представим в виде

$$E_{\text{эф}1} = C_0 \left(\frac{T_{\text{эф}1}}{100} \right)^4 \quad (1.19)$$

Уравнения баланса лучистого теплообмена удобно записать относительно разности температур. В этом случае формулу (1.14) перепишем в виде

$$L_{\sigma 1} = \frac{e_1}{1 - e_1} C_0 \cdot b_{1 \rightarrow \text{эф}1} (t_1 - t_{\text{эф}1}) \cdot F_1 \quad (1.20)$$

а формулу (1.18) как

$$L_{\sigma 1} = \sum F_1 \cdot j_{1-j} \cdot C_0 \cdot b_{\text{эф}1 \rightarrow \text{эф}j} (t_{\text{эф}1} - t_{\text{эф}j}) \quad (1.21)$$

где t_1 – температура поверхности 1;

$t_{\text{эф}1}, t_{\text{эф}j}$ – эффективные температуры поверхностей соответственно 1 и j ;
 b – температурные коэффициенты.

При инженерном расчете теплообмена задачу можно упростить, для этого следует пренебречь многократным отражением лучистых потоков от поверхностей. Обычно отраженное излучение ограждений в помещении составляет небольшую величину от падающего потока и заметно меньше собственного излучения.

Установлено, что в случае пренебрежения многократным отражением погрешность обычно оказывается меньше 5%, что вполне допустимо в практических расчетах.

Приняв такое упрощение, определим радиационный баланс поверхности I в помещении с учетом теплообмена со всеми поверхностями, с помощью одного уравнения

$$J_{\delta 1} = \sum j_{1-j} \cdot F_1 \cdot C_0 \cdot e_{1-j} \cdot b_{1-j} \cdot (t_1 - t_j) \quad (1.22)$$

Под знаком суммы в (1.22) должны быть учтены потоки лучистого теплообмена поверхности I со всеми поверхностями в помещении.

Для дальнейшего упрощения расчета теплообмена удобно воспользоваться понятием: радиационная температура помещения t_R – усредненная температура всех окружающих поверхностей в помещении. Ее определяют относительно поверхности, на которой рассчитывают лучистый теплообмен, по признаку эквивалентности интенсивности лучистого теплообмена. Следовательно, радиационная температура помещения относительно поверхности I t_{R1} есть такая условная усредненная температура всех окружающих ее поверхностей, при использовании которой в расчетах мы получим ту же интенсивность лучистого теплообмена на поверхности I , что и при реально существующих температурах поверхностей в помещении.

Обычно температуры поверхностей в помещении имеют близкие между собой значения, и долю участия в лучистом теплообмене поверхности I с каждой из окружающих ее поверхностей достаточно точно отражают угловые коэффициенты облученности j_{1-j} . Поэтому радиационную температуру помещения для поверхности I t_{R1} достаточно точно можно определить как средневзвешенную по коэффициентам облученности

$$t_{R1} = \frac{\sum j_{1-j} t_j}{\sum j_{1-j}} \quad (1.23)$$

Как правило, сумма коэффициентов облученности $\sum j_{1-j}$, для поверхности в помещении равна единице, тогда

$$t_{R1} = \sum j_{1-j} t_j \quad (1.24)$$

Исключение составляют случаи, при которых одинаково нагретая или охлажденная поверхность I расположена в двух или более плоскостях в помещении (например, две наружные стены в угловой комнате или пе-

перегородочная отопительная панель в двух внутренних перегородках помещения).

Пользуясь понятием радиационной температуры t_{Rl} , радиационный баланс поверхности l запишем в виде

$$L_{\delta l} = C_0 \cdot e_{1-R} \cdot b_{1-R} \cdot j_{1-R} (t_1 - t_{Rl}) \cdot F_1 = a_{l1} \cdot (t_1 - t_{Rl}) F_1 \quad (1.25)$$

Эта запись наиболее простая, и именно ей пользуются в инженерных расчетах. Здесь a_{l1} – коэффициент лучистого теплообмена поверхности l в помещении:

$$a_{l1} = C_0 \cdot e_{1-R} \cdot b_{1-R} \cdot j_{1-R} \quad (1.26)$$

где индексы 1-R указывают, что соответствующие показатели должны быть определены относительно поверхности l и условной окружающей ее поверхности R , имеющей температуру t_R .

В условии помещения можно принять: $e_{1-R} \approx 0,85$; $b_{1-R} \approx 1$; $j_{1-R} = 1$. Имея в виду, что $C_0 = 5,76 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}^4$, коэффициент лучистого теплообмена на произвольной поверхности в помещении получим равным: $5,76 \cdot 0,85 \cdot 1,1 = 4,9 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$. Это численное значение обычно используют в практике инженерных расчетов теплообмена в помещении.

1.4. Конвективный теплообмен

Наряду с излучением в общем обмене теплоты в помещении существенную роль играет конвекция. Воздух обменивается теплотой с охлажденными и нагретыми поверхностями ограждений, оборудования, нагревательных приборов и т. д. Нагретые и охлажденные потоки воздуха вовлекают в движение весь его объем, т.е. вызывают общую подвижность воздуха в помещении. Приток и удаление воздуха, осуществляемые вентиляцией, усиливают этот процесс.

В общем случае составляющую конвективного теплообмена K_l в тепловом балансе (1.1) условно принятой произвольной поверхности l можно записать в следующем виде:

$$K_{\delta l} = \int_{F_1} a_{\kappa, dF_1} (t_{\kappa, dF_1} - t_{dF_1}) dF_1 = a_{\kappa 1} (t_{\kappa} - t_1) F_1 \quad (1.27)$$

где $a_{к1}$ – средний по поверхности l коэффициент конвективного теплообмена, отнесенный к средней разности температур воздуха в помещении t_e и поверхности τ_1 . Индекс dF_1 указывает на локальное значение соответствующих характеристик процесса.

В большинстве помещений в результате перемешивания воздуха наблюдается сравнительно равномерное распределение его температуры t_e в плане и по высоте, что позволяет принимать одинаковое значение t_e при расчете теплообмена на всех поверхностях. Исключение составляет температура воздуха в помещениях с большими избытками теплоты или подачей воздуха неизотермическими струями: в первом случае температура воздуха неравномерна по высоте помещения, во втором – в плане. Над источниками теплоты возникают конвективные токи теплого воздуха, которые, собираясь вверху, часто образуют под потолком слой нагретого воздуха (тепловую подушку). Подача воздуха неизотермическими струями приводит к образованию в объеме помещения неравномерного поля температур и скоростей. Струя, направленная вдоль поверхности, «налипает» на нее. Между настилающейся неизотермической струей воздуха и поверхностью происходит теплообмен, который приводит к нагреву или охлаждению ограждения.

Таким образом, конвективный теплообмен в помещении может иметь различные формы. В большинстве случаев обмен теплом между воздухом и нагретыми и охлажденными поверхностями происходит в результате естественной конвекции в ограниченном объеме помещения. В условиях принудительного движения воздуха вдоль поверхностей теплообмен подчиняется закономерностям вынужденной конвекции. При подаче воздуха в помещении неизотермическими струями теплообмен связан с массообменом и происходит в результате турбулентного перемешивания воздуха струи с воздухом помещения в режиме, который можно назвать струйным теплообменом. Все эти процессы протекают в ограниченном объеме помещения и имеют специфические свойства.

Рассмотрим основные результаты теоретического и экспериментального исследования свободного конвективного теплообмена на поверхностях.

Среднее значение коэффициента свободного конвективного теплообмена на вертикальной поверхности можно определить по формуле турбулентного режима теплообмена:

$$a_k = a_{k,x} = 1,66\sqrt[3]{\Delta t} \quad (1.28)$$

где Δt – разность температур воздуха и поверхности.

Это связано с тем, что обычным для помещения перепадам температур и геометрическим размерам нагретых и охлажденных поверхностей соответствуют главным образом условия турбулентного режима, свободного конвективного теплообмена. Формула (1.28) записана для вертикальной, свободно расположенной поверхности.

Движение воздуха в режиме свободной конвекции около горизонтальных поверхностей происходит иначе, чем около вертикальных. Если горячая поверхность обращена вверх или холодная вниз, то воздух может поступать к ее средней части только по нормали. Воздух подходит к поверхности по границам своеобразных шестигранников и отходит в центрах этих шестигранников. К границам горизонтальной поверхности воздух подтекает беспрепятственно, поэтому при увеличении размеров горизонтальной поверхности средний по площади коэффициент конвективного теплообмена уменьшается.

Для подогретой горизонтальной поверхности, обращенной вниз, или холодной, обращенной вверх, интенсивность движения воздуха и конвективного теплообмена незначительна. Здесь так же, как и в первом случае, с увеличением площади поверхности осложняется подтекание воздуха к ней и средний коэффициент конвективного теплообмена уменьшается.

Экспериментально установлено, что при горизонтальном расположении нагретой или охлажденной поверхности для приближенного расчета средней интенсивности свободного конвективного теплообмена можно пользоваться формулой (1.28), но при этом значение численного коэффициента в формуле должно быть изменено на $\pm 30\%$ в зависимости от направления теплового потока. Если поток теплоты направлен снизу вверх, численный коэффициент в формуле (1.28) будет равен 1,87, а если сверху вниз – 1.

В ограниченном объеме помещения обычно отмечается повышенная интенсивность естественного конвективного теплообмена на нагретых и охлажденных поверхностях по сравнению со свободной конвекцией в неограниченном объеме воздуха. Усиление естественной конвекции по сравнению со свободной в известной мере объясняется тем, что на интенсивность движения воздуха около поверхности влияет общая его подвижность в помещении. При совместном действии свободной и вынужденной конвекции (общая подвижность воздуха в помещении относительно поверхно-

сти может рассматриваться как вынужденное движение) в расчете следует принимать большее из частных значений коэффициента конвективного теплообмена. Этим правилом следует пользоваться при лобовом обтекании поверхности. При направлении вынужденного движения воздуха вдоль поверхности можно определить коэффициент конвективного теплообмена, рассчитав скорость воздуха около поверхности путем сложения скорости воздуха в помещении со скоростью его движения, вызванного разностью температур.

В результате разности температур Δt вертикальной поверхности протяженностью l образуется гравитационное силовое поле, потенциальная удельная (отнесенная к единице массы) энергия которого равна:

$$W_n = g \cdot l \cdot b \cdot Dt$$

Движущийся поток обладает удельной кинетической энергией

$$W_k = \frac{u_{\text{макс}}^2}{2}$$

Потери энергии на трение в потоке можно считать пренебрежимо малыми, тогда в соответствии с законом сохранения энергии

$$\frac{u_{\text{макс}}^2}{2} = g \cdot l \cdot b \cdot Dt \quad (1.29)$$

откуда максимальная скорость конвективного потока равна:

$$u_{\text{макс}} = \sqrt{2b \cdot l \cdot g \cdot Dt} \quad (1.30)$$

Зная скорость воздуха u_6 вдоль поверхности при его вынужденном движении, по формуле (1.30) можно установить разность температур $\Delta t_{\text{макс}}$, при которой конвективный поток воздуха вдоль поверхности имел бы максимальную скорость $u_6 = u_{\text{макс}}$:

$$\Delta t_{v_{\text{макс}}} = \frac{v_{\text{макс}}^2}{2\beta \cdot g \cdot l} \quad (1.31)$$

Теплообмен в потоке воздуха при свободной конвекции оказывается таким же, как и при вынужденной конвекции со скоростью потока u_6 , равной половине $u_{\text{макс}}$. Поэтому для воздуха при температуре 20°C

$$\Delta t_u = \frac{293}{2 \cdot 9,81} \cdot \frac{(2u_b)^2}{l} \approx 60 \frac{u_b^2}{l} \quad (1.32)$$

Пользуясь формулой (1.32), можно вынужденную конвекцию определить через разность температур как свободную конвекцию или, наоборот, свободную конвекцию представить как вынужденную, пользуясь условной скоростью воздуха. Смешанную (свободную и вынужденную) конвекцию в помещении можно также характеризовать условной разностью температур $\Delta t_{\text{усл}}$ свободной конвекции или условной скоростью воздуха вынужденной конвекции. Величина $\Delta t_{\text{усл}}$, которая вызывает такую же интенсивность свободного конвективного теплообмена, как при совместном действии естественной и вынужденной конвекции, равна:

$$Dt_{\text{усл}} = Dt + Dt_u \quad (1.33)$$

где Δt – разность температур поверхности и воздуха;

Δt_u – разность температур, эквивалентная общей подвижности воздуха в помещении u_b .

Формула (1.33) может быть использована при расчете теплообмена как на вертикальных, так и на горизонтальных поверхностях, так как входящая в нее величина Δt_u учитывает скорость общей циркуляции воздуха вдоль поверхностей.

Имея в виду рассмотренную связь между вынужденной и свободной конвекцией, предложен общий способ расчета конвективного теплообмена, основанный на том, что режим омывания поверхности при смешанной конвекции можно определить условным критерием Рейнольдса $Re_{\text{усл}}$:

$$Re_{\text{усл}} = Re + \sqrt{\frac{Gr}{2}} \quad (1.34)$$

где Re – критерий Рейнольдса, определенный для условий вынужденного потока;

Gr – критерий Грасгоффа, вычисленный для условий свободной конвекции.

Критериальная формула для определения среднего коэффициента конвективного теплообмена в условиях смешанной конвекции имеет следующий вид:

$$Nu = 0,46 Re_{\text{усн}}^{0,5} \quad (1.35)$$

Полученные по формуле (1.35) результаты расчета согласуются с экспериментальными данными.

На поверхности в помещении происходит одновременно лучистый теплообмен с окружающими поверхностями и конвективный теплообмен с воздухом. Лучисто-конвективный теплообмен произвольной поверхности I в помещении

$$L_{\delta 1} + K_{\delta 1} = [a_{\lambda 1}(t_1 - t_{R1}) + a_{\kappa 1}(t_1 - t_{\epsilon})]F_1 \quad (1.36)$$

можно определить с помощью одного общего коэффициента теплообмена a_I и одной температуры, характеризующей температурную обстановку в помещении. Температурные условия в помещении можно характеризовать так называемой температурой помещения t_n , равной среднему значению между t_{ϵ} и t_R

$$t_n = (t_{\epsilon} + t_R) / 2 \quad (1.37)$$

В этом случае лучисто-конвективный теплообмен на поверхности I можно записать в виде

$$L_{\delta 1} + K_{\delta 1} = \alpha_1 \cdot (\tau_1 - t_n) \cdot F_1 \quad (1.38)$$

где коэффициент теплообмена a_I равен

$$a_1 = a_{\lambda 1} \frac{t_1 - t_{R1}}{t_1 - t_n} + a_{\kappa 1} \frac{t_1 - t_{\epsilon}}{t_1 - t_n} \quad (1.39)$$

При практических расчетах как общим показателем температурной обстановки в помещении по традиции пользуются температурой воздуха t_{ϵ} . В этом случае

$$L_{\delta 1} + K_{\delta 1} = a_1' (t_1 - t_{\epsilon}) F_1 \quad (1.40)$$

и коэффициент теплообмена a_I' равен

$$a_1' = a_{\lambda 1} \frac{t_1 - t_{R1}}{t_1 - t_e} + a_{\kappa 1} \quad (1.41)$$

Следует особо отметить, что часто применяемая зависимость $\alpha = \alpha_{\lambda} + \alpha_{\kappa}$ справедлива только при $t_e = t_R$, что далеко не всегда выполняется в условиях помещения.

1.5 Струйный теплообмен

Кроме естественной конвекции в помещении могут быть условия теплообмена поверхности с искусственно созданным потоком воздуха. Это конвективный обмен теплотой между настилающейся струёй воздуха и поверхностью ограждения.

Рассмотрим теплообмен настилающейся плоской воздушной струи с горизонтальной поверхностью ограждения. Режим течения в струе преимущественно турбулентный. Как и при естественной конвекции, в настилающейся струе около поверхности образуется ламинарный подслой и турбулентный пограничный слой. Толщины этих слоев невелики по сравнению с толщиной струйного (внешнего) пограничного слоя (рис.1.3). Для расчета характеристик гидродинамики струи, настилающейся на горизонтальную поверхность, обычно используют закономерности свободных струй.

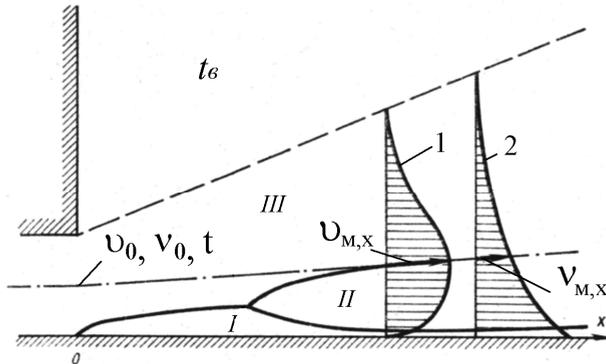


Рис. 1.3 – Плоская неизотермическая настилающаяся струя
 I – ламинарный пограничный слой; II – то же, турбулентный; III – струйный
 внешний пограничный слой; 1 – эпюра скоростей; 2 – то же, избыточных температур.

Интенсивность теплообмена настилающейся струи q_k с поверхностью обусловлена коэффициентом конвективного теплообмена. Локальные его значения, соответствующие направлению движения горизонтальной настилающейся плоской струи, могут быть определены по критериальному уравнению

$$Nu_x = 0,104 Re_x^{0,8} \left(\frac{a}{x} \right)^{0,4} \quad (1.42)$$

где a – ширина приточного отверстия (щели);

Nu_x, Re_x – соответствующие локальные значения критериев, определенные для характерного размера x – расстояния от приточного отверстия.

Среднее значение коэффициента конвективного теплообмена a_k вдоль поверхности до сечения x в данном случае равно

$$a_k = 2,5a_{kx} \quad (1.43)$$

Зависимость (1.42) получена для условий теплообмена неизотермической горизонтальной струи с изотермической поверхностью, но ее можно использовать для случая слабо неизотермической поверхности, как это обычно бывает в условиях помещения.

Для защиты помещения от ниспадающих холодных потоков воздуха часто используют восходящие воздушные струи, настилающиеся на холодную поверхность наружного ограждения. Плоская нагретая струя снизу настилается на стену. На холодной стене сверху образуется ниспадающий поток вследствие естественной конвекции. Эти два потока – искусственно созданная нагретая струя снизу и естественный охлажденный поток воздуха сверху – взаимодействуют между собой. Задача защиты помещения от охлаждения состоит в определении интенсивности теплообмена в зоне восходящей струи и в нахождении дальнобойности последней.

В общем случае струя приточного воздуха имеет температуру, отличающуюся от температуры воздуха помещения, и в ней наряду с инерционными действуют гравитационные силы. В задачу расчета таких струй обычно входит определение температуры $t_{m,x}$ и скорости $u_{m,x}$ на расстоянии x по оси струи, а также локальных значений коэффициентов a_{kx} конвективного теплообмена струи с ограждением.

На графиках рис.1.4 показан характер изменения относительной осевой скорости настилающейся струи при значениях критерия Архимеда Ag_0 (в начале струи – индекс 0) от 1 до – 0,001

$$Ar_0 = \frac{g \cdot \beta \cdot \vartheta_0 \cdot a}{v_0^2},$$

где $\vartheta_0 = t_0 - t_g$ – разность температур струи и воздуха помещения; a – ширина отверстия; v_0 – скорость на выходе из отверстия.

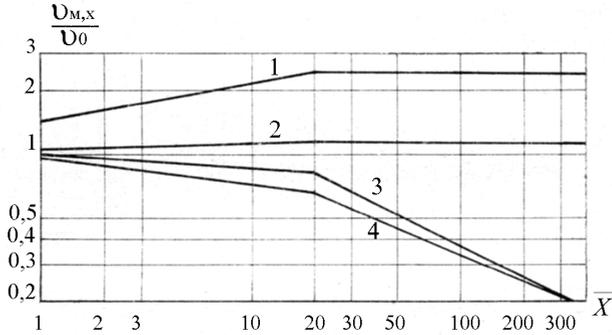


Рис. 1.4 – Зависимость относительной осевой скорости $v_{м,х}/v_0$ от относительной координаты \bar{x} 1- $Ar_0=1$; 2- то же, 0,1; 3- 0,01; 4- 0,001.

На этом графике дано безразмерное расстояние x , отнесенное к ширине щели a , из которой выходит воздух $\bar{x} = x/a$. Первое значение $Ar_0=1$ приблизительно соответствует условиям работы отопительных приборов ($u_0=0,5$ м/с; $\vartheta_0=30^\circ\text{C}$), $Ar_0=\pm 0,001$ – условиям работы систем кондиционирования ($u_0=3-4$ м/с, $\vartheta_0=10^\circ\text{C}$). Из графика (см. рис. 1.5) следует, что увеличение критерия Архимеда приводит к качественным изменениям в развитии струи. Если при $Ar_0=\pm 0,001$ скорость струи по оси монотонно убывает, то при $Ar_0=1$ вблизи истечения она возрастает, а затем практически остается постоянной. Это объясняется тем, что увеличение архимедовых сил, направление которых в случае нагретой вертикально направленной струи совпадает с вектором скорости, «разгоняет» струю, т. е. в таких струях появляется «разгонный участок». Скорость в конце его может увеличиваться по сравнению со скоростью истечения почти в два раза. Осевая температура в струях с большим Ar_0 уменьшается значительно резче.

Естественно, что в результате изменения гидродинамики струи меняется и интенсивность ее теплообмена с вертикальным ограждением. Локальные значения $Nu_x = a_{к,х} \cdot x / l_g$ при разных критериях Ar_0 и Re_0 показаны на рис. 1.5.

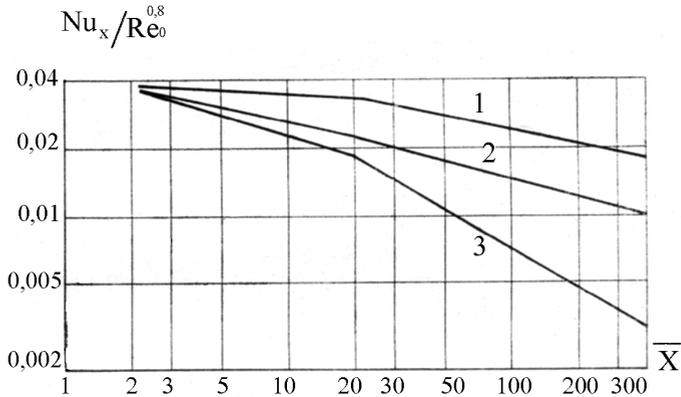


Рис.1.5 – Зависимость $Nu_x/Re_0^{0,8}$ от относительной координаты \bar{x}
 1- $Ag_0=1$; 2- то же, 0,1; 3- 0,001.

Из рисунка видно, что значение критерия Nu_x в струях с большим Ag_0 может отличаться в два раза по сравнению со значениями для струи при малых критериях Ag_0 . Характер поведения струи при значениях критерия $Ag_0 \approx 1$ близок характеру поведения конвективной струи, возникающей над плоским горизонтальным источником. В таких струях также возникает разгонный участок с практически постоянной скоростью струи.

Значение избыточной (по сравнению с температурой воздуха в помещении t_0) температуры воздуха на оси струи ϑ_{mx} равно:

$$\vartheta_{mx} = t_{mx} - t_0$$

Формулы для расчета осевой скорости и локальных значений Nu_x для неизотермических струй, в том числе аппроксимирующие данные рис. 1.4 и 1.5, имеют вид:

$$v_{mx} = v_0 A \bar{x}^B \quad (1.43)$$

$$Nu_x = B Re^{0,8} \cdot \bar{x}^\Gamma$$

где A, B, Γ – коэффициенты, зависящие от критерия Ag_0 и x (табл. 1.1);

Таблица 1.1

Коэффициенты А, Б, В, Г

Ar ₀	2 ≤ x̄ ≤ 20				x̄ > 20			
	А	Б	В	Г	А	Б	В	Г
-0,01	1	0,044	-0,2	-0,35	3,2	0,115	-0,6	-0,7
0,001	1	0,045	-0,1	-0,3	3,2	0,115	-0,5	-0,6
0,1	1,03	0,043	0,04	-0,2	1,15	0,05	0	-0,25
1	1,45	0,039	0,08	-0,05	2,5	0,061	0	-0,2

При движении струи вдоль вертикального холодного ограждения, температура которого ниже температуры окружающего воздуха, часть воздуха пристенного пограничного слоя испытывает действие отрицательных архимедовых сил. В результате движения частицы теряют кинетическую энергию, затем наступает полное их торможение – происходит явление отрыва пограничного слоя от ограждения. Расчеты на основе уравнений пограничного слоя с учетом данного обстоятельства, а также обобщение экспериментальных данных позволили выявить следующую зависимость для определения относительного расстояния до точки отрыва:

$$\bar{x}_{кр} = \frac{x_{кр}}{a} = 0,0826 \cdot \frac{Re^{2,2}}{Gr^{0,33}} \quad (1.44)$$

где

$$Gr = \frac{g \cdot b \cdot (t_g - t_{cm}) \cdot a^3}{n^2}$$

$$Re = Re_0 \quad \text{при } Ar_0 \leq 0,01$$

$$Re = a \cdot v_{\bar{x}=2} / \nu \quad \text{при } Ar_0 > 0,01$$

$v_{\bar{x}=2}$ – скорость воздуха по оси струи при $\bar{x}=2$ (на расстоянии от щели, равном $2a$).

В точке отрыва пограничного слоя интенсивность конвективного теплообмена существенно снижается, коэффициент конвективного теплообмена в этой точке оказывается близким нулю. Поэтому если высота помещения $h > x_{кр}$, наиболее низкая температура поверхности ограждения оказывается в точке с координатой $x_{кр}$. Эту температуру можно приближенно рассчитать, принимая $a_k = 0$ и полагая, что здесь имеет место только лучистый теплообмен. Средний коэффициент конвективного теплообмена во

всей области до точки отрыва струи достаточно высок и может быть определен из уравнения

$$Nu_{omp} = 2 \cdot 10^3 \cdot Re_0^{0,8} \cdot Gr^{0,3} \quad (1.45)$$

Выше плоскости отрыва струя отклоняется от ограждения и развивается практически параллельно ограждению. Если поверхность холодного ограждения достаточно велика, то в верхней его части возникает ниспадающий конвективный поток. Встреча струи с ним происходит в точке, в которой их максимальные скорости равны. Осевая скорость приточной струи определяется зависимостью (1.43). Максимальная скорость по оси ниспадающего конвективного потока на расстоянии $x^*=h-x$ от верха ограждения

$$v_{mx^*} = 2,33\sqrt[3]{\frac{g}{c \cdot \rho \cdot T_e} q_{cm} \cdot x^*} = 0,07\sqrt[3]{q_{cm} \cdot x^*} \quad (1.46)$$

Соответствующая ей избыточная температура

$$\vartheta_{mx^*} = t_{mx^*} - t_e = 5,5\sqrt[3]{\frac{T_e}{g(c \cdot \rho)^2} \cdot \frac{q_{cm}^2}{x^*}} = 0,15\sqrt[3]{q_{cm}^2 \cdot x^{*-1}} \quad (1.47)$$

Ширина струи в сечении x^* равна $a_{x^*} = 0,14x^*$, а часовой расход воздуха

$$L_{x^*} = 3600 \cdot 0,24\sqrt[3]{\frac{g}{c \cdot \rho \cdot T_e} q_{cm} \cdot x^{*4}} = 25,92\sqrt[3]{q_{cm} \cdot x^{*4}} \quad (1.48)$$

Формулы (1.46), (1.47) позволяют определить подвижность и температуру воздуха в ниспадающей струе вдоль холодного наружного ограждения. На рис. 1.6 показана зависимость u_{m,x^*} и $\vartheta_{m,x}$ от расстояния x^* при различных значениях интенсивности потока теплоты от воздуха к поверхности стенки q_{cm} (Вт/м²).

Приравнявая правые части уравнений (1.43) и (1.46), получим следующее общее уравнение для определения точки встречи восходящей струи $Xв$ с ниспадающим конвективным потоком:

$$u_0 A \left(\frac{x_e}{a} \right)^B = 0,07\sqrt[3]{q_{cm} \cdot (h - x_e)} \quad (1.49)$$

Для струй с критерием $Ag_0 \geq 0,1$, имеющих в начале истечения разгонный участок, при решении уравнения (1.43) следует принимать во внимание скорости воздуха по оси струи после разгонного участка. В этом случае $B \gg 0$ и

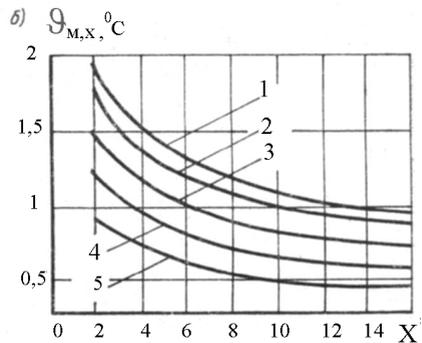
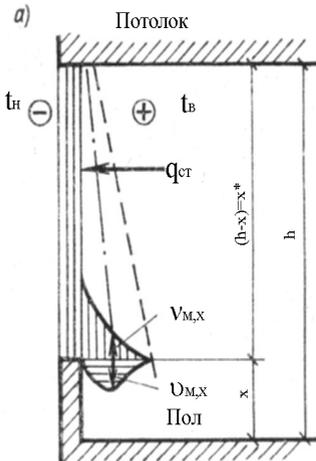
$$x_e = h - \frac{A \cdot u_0}{7,03 \cdot q_{cm}} \quad (1.50)$$

где A – определяются по табл. 1.1 для $\bar{x} > 20$.

Если $x_e > h$, то восходящая струя воздуха достигает верха ограждения; если $x_e < 0$, то ниспадающий поток воздуха достигает низа ограждения; во всех прочих случаях точка встречи занимает промежуточное положение.

Для струй с критерием $Ag_0 < 0,1$, когда разгонный участок в струе отсутствует и величина $n < 0$, решение уравнения (1.49), проще всего осуществить, используя графики рис.1.4 и рис.1.6, подбирая такое значение x_e , при котором $u_{m,x} \gg u_{m,x^*}$.

При слиянии восходящей и ниспадающей струй воздуха образуется общий поток, который может быть направлен нормально к поверхности, вниз или вверх помещения. Смешанный воздух часто достаточно холодный, поэтому нежелательно, чтобы он был направлен вниз. Для этого нужно стремиться, чтобы в точке встречи импульс приточной струи $J_{пр}$ был равен импульсу конвективного ниспадающего потока $J_{к}$.



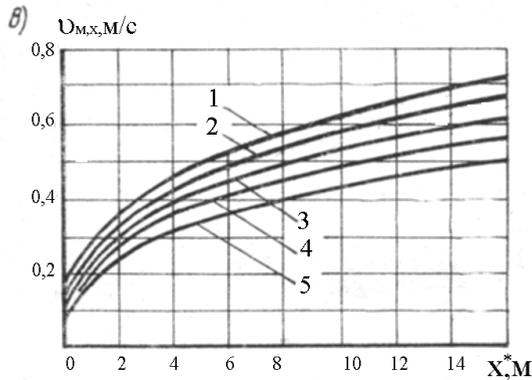


Рис. 1.6 – Ниспадающий вдоль наружной стены конвективный поток воздуха (а) и зависимость избыточной температуры (б) и скорости (в) на оси струи от расстояния до потолка при потоке теплоты от воздуха к поверхности стены, равном, Вт/м²
 1 – 63; 2 – 52; 3– 42; 4– 31; 5– 21.

Кинематический импульс приточной струи в точке встречи может быть определен из выражения

$$J_{np} = 0,145 \cdot u_{mx_g}^2 \cdot x_g \quad (1.51)$$

где u_{mx_g} рассчитывают по зависимости (1.43).

Для приточной струи в изотермических условиях $J_{np} = \text{const}$, что является выражением факта сохранения в изотермических струях примерно постоянным начального импульса.

Импульс ниспадающего конвективного потока в точке встречи находится аналогичным образом

$$J_k = 0,145 \cdot u_{mx_g}^* \cdot x_g^* \quad (1.52)$$

где $u_{mx_g}^*$ вычисляют по формуле (1.46), а $x_g^* = h - x_g$.

При теплотехническом расчете крупноразмерных остеклении возникает необходимость найти начальные параметры струи, обеспечивающие заданный температурно-влажностный режим внутреннего стекла либо решить обратную задачу – определить температурно-влажностный режим внутреннего стекла при известных начальных параметрах струи. Обе задачи можно решать с помощью приведенных выше уравнений, таблиц и графиков.

1.6 Уравнение общего теплообмена поверхности

Количество теплоты, которое воспринимает произвольная поверхность в помещении в результате лучистого и конвективного теплообмена, равно количеству тепла, передаваемого поверхности теплопроводностью (1.1).

Поверхности I теплопроводностью передается количество теплоты T_I равное

$$T_I = \int_{F_I} -\lambda_1 \frac{\partial t_1}{\partial n} \Big|_{dF_1} dF_1 \quad (1.53)$$

При средних по площади F_I значениях температурного градиента около поверхности $\frac{\partial t_1}{\partial n} \Big|_{нов}$ и теплопроводности материала внутреннего слоя ограждения λ_1

$$T_I = -\lambda_1 \frac{\partial t_1}{\partial n} \Big|_{нов} F_I \quad (1.54)$$

В стационарных условиях, когда температурный градиент в толще ограждения остается неизменным, уравнение (1.54) удобно записать в виде

$$T_I = K_1' (\tau_1 - t_{cp1}) F_I \quad (1.55)$$

где K_1' – коэффициент теплопередачи от внутренней поверхности ограждения I до внешней среды, температура которой равна t_{cp1} .

Общее уравнение теплового баланса (1.1) поверхности I в помещении с учетом проведенного анализа составляющих в общем виде можно записать так

$$\int_{F_1} E_{\text{эф}1} dF_1 - \int_{F_1} E_{\text{над}1} dF_1 + \int_{F_1} \alpha_{\text{кд}F_1} (t_{\text{вд}F_1} - \tau_{\text{лд}F_1}) dF_1 + \int_{F_1} \left(-\lambda \frac{\partial t_1}{\partial n} \right)_{dF_1} dF_1 = 0 \quad (1.56)$$

Пользуясь осредненными значениями характеристик процесса теплообмена, уравнение теплового баланса поверхности запишем в виде

$$(E_{\text{эф1}} - E_{\text{над1}})F_1 + \alpha_{\kappa_1}(t_\theta - \tau_1)F_1 - \lambda_1 \left. \frac{\partial t}{\partial n} \right|_{\text{ног}} \cdot F_1 \pm Q_I = 0 \quad (1.57)$$

где Q_I – прочие источники или стоки теплоты на поверхности.

Тепловой баланс поверхности I в помещении с учетом многократного отражения в стационарных условиях определяют двумя уравнениями

$$F_1 \frac{e_1}{1-e_1} C_0 \cdot b_{1 \rightarrow \text{эф1}} (t_1 - t_{\text{эф1}}) + F_1 \cdot a_{\kappa_1} (t_1 - t_\theta) + F_1 \cdot K_1' (t_1 - t_{\text{ср1}}) \pm Q = 0 \quad (1.58)$$

$$\sum F_2 \cdot j_{1-j} \cdot C_0 \cdot b_{\text{эф1} \rightarrow \text{эфj}} (t_{\text{эф1}} - t_{\text{эфj}}) + \frac{e_1}{1-e_1} C_0 \cdot b_{\text{эф1} \rightarrow 1} (t_{\text{эф1}} - t_1) = 0 \quad (1.59)$$

Как было сказано в п.1.3 при учете многократного отражения расчет значительно усложняется, конечные же результаты почти не изменяются. Поэтому в практических расчетах его, как правило, не учитывают.

В этом случае тепловой баланс поверхности определяется одним уравнением

$$\sum_j C_0 \cdot e_{1-j} \cdot b_{1-j} (t_1 - t_j) \cdot j_{1-j} \cdot F_1 + a_{\kappa_1} (t_1 - t_\theta) F_1 + K_1' (t_1 - t_{\text{ср1}}) F_1 \pm Q = 0 \quad (1.60)$$

В общем теплообмене в помещении может участвовать теплота солнечной радиации, проникающей через лучепрозрачные ограждения. Прямые солнечные лучи нагревают часть внутренних ограждений. Рассеянная радиация попадает на все поверхности. В расчете общего теплообмена допустимо принимать, что прямая и рассеянная радиация, непосредственно проникающая в помещение, равномерно распределяется по всем поверхностям.

Уравнение теплового баланса поверхности с настилающейся неизотермической струей воздуха может быть записано в интегральной форме, учитывающей изменение условий в направлении движения струи, но такая запись усложняет численный расчет. Для численного расчета поверхность удобно разбить на элементарные площадки DF_n , в пределах которых осредненные характеристики процесса можно считать неизменными (см.

ниже). Для каждой элементарной площадки поверхности уравнение теплового баланса будет иметь вид (1.60).

1.7 Тепловой баланс воздуха в помещении

В небольших помещениях под влиянием конвективных потоков и вентиляционных струй воздух достаточно хорошо перемешивается, вследствие чего его температуру при расчете теплообмена можно считать постоянной во всем объеме помещения. Осредненную температуру характерных поверхностей также принимают постоянной. Запишем уравнение теплового баланса воздуха в помещении для этого случая

$$\sum \alpha_{ki}(\tau_i - t_e)F_i \pm Q_e = 0, \quad (1.61)$$

где α_{ki} - среднее значение коэффициента конвективного теплообмена на поверхностях;

Q_e – конвективная теплота, непосредственно передаваемая воздуху помещения.

В величину Q_e входит теплота, вносимая воздухом при вентиляции и неорганизованном проветривании помещения, а также конвективная теплота, поступающая от закрытых (не выходящих в помещение) поверхностей. Последние не участвуют в лучистом теплообмене в помещении и не входят под знак суммы уравнения (1-61).

Если приточный воздух настиляется на поверхность и его температура заметно отличается от температуры воздуха в помещении, что происходит при воздушном отоплении или охлаждении помещения, то для определения объема настиляющейся неизотермической воздушной струи необходимо составить самостоятельные уравнения теплового баланса. Струю по направлению движения удобно разбить на элементарные объемы в соответствии с разбивкой на элементарные площадки ΔF_n омываемой поверхности (рис.1. 7). Уравнение теплового баланса для каждого элементарного объема запишем в виде

$$L_{n-1}(c \cdot r)_e t_{n-1} + \Delta L_n (c \cdot r)_e t_e - L_n (c \cdot r)_e t_n + a_{kn} (t_n - t_n) \Delta F_n = 0 \quad (1.62)$$

где L_{n-1} , L_n - объемные расходы воздуха в струе между элементарными объемами;

ΔL_n - объемный расход, который подмешивается к струе из помещения в пределах элементарного объема струи n ;

t_{n-1}, t_n - средние температуры в пределах элементарных объемов струи;

τ_n - температура поверхности в пределах элементарного объема струи n ;

$(c \cdot \rho)_в$ - объемная теплоемкость воздуха;

$\alpha_{кн}$ - средний коэффициент конвективного теплообмена на поверхности ΔF_n в пределах элементарного объема.

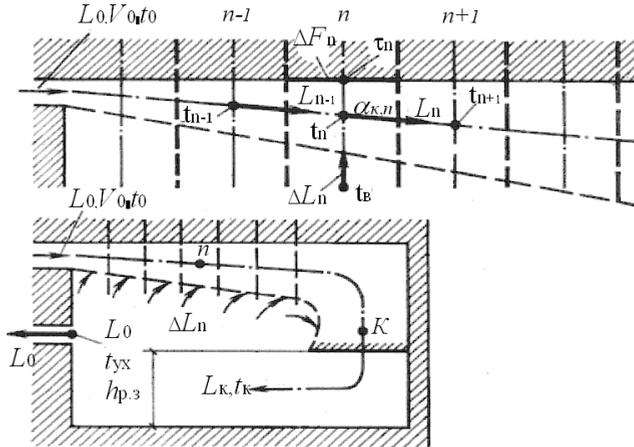


Рис. 1.7- Теплообмен настилающейся на поверхность струи воздуха
 а- тепловой баланс элементарных объемов настилающейся струи;
 б- к расчету теплового баланса воздуха помещения

Объемный расход воздуха

$$L_n = L_{n-1} + \Delta L_n, \quad (1.63)$$

поэтому уравнение теплового баланса элементарного объема струи перепишем в виде

$$L_{n-1}(c \cdot r)_в(t_{n-1} - t_n) + \Delta L_n(c \cdot r)_в(t_n - t_n) + \alpha_{кн}(t_n - t_n)\Delta F_n = 0. \quad (1.64)$$

В случае настилающейся струи при составлении уравнения теплового баланса основного объема воздуха в помещении (1.61) нужно исключить составляющую конвективного теплообмена с поверхностью, омываемой струей, и дополнительно учесть теплоту, вносимую в помещение по

следним элементарным объемом k струи (рис. 1.7, б). Расход воздуха в элементарном объеме k струи равен:

$$L_k = \sum \Delta L_n + L_0. \quad (1.65)$$

В общем случае когда температура уходящего из помещения воздуха t_{yx} не равна $t_в$, количество теплоты, перенесенной массами воздуха, запишем в виде

$$\begin{aligned} L_k(c \cdot \rho)_в t_k - \Delta L_n(c \cdot \rho)_в t_в - L_0(c \cdot \rho)_в t_{yx} = \\ = (L_k - L_0)(c \cdot \rho)_в (t_k - t_в) + L_0(c \cdot \rho)_в (t_k - t_{yx}) \end{aligned} \quad (1.66)$$

где L_0 - количество приточного и удаляемого воздуха.

Уравнение теплового баланса воздуха помещения (1.61) в общем случае имеет вид

$$\sum a_{ki}(t_i - t_в)F_i + \sum L_k(c \cdot r)_в (t_k - t_в) + \sum L_0(c \cdot r)_в (t_в - t_{yx}) \pm Q = 0. \quad (1.67)$$

В сумму первого слагаемого этого уравнения входят все составляющие конвективного теплообмена воздуха помещения с поверхностями (кроме поверхностей, омываемых струями воздуха). Второе и третье слагаемые учитывают струйный теплообмен (вследствие перемешивания масс воздуха) в результате возможной подачи в помещение нескольких неизо-термических струй и наличия нескольких отверстий для удаления воздуха. Если приточный воздух подается в помещение ненастилающейся (свободной) неизотермической струей, то уравнения для элементарных объемов будут отличаться от (1.64) отсутствием последнего слагаемого конвективного теплообмена с поверхностью.

1.8 Теплообмен человека с окружающей средой

Системой обогрева- охлаждения в помещении должна быть создана благоприятная для человека тепловая обстановка. Самочувствие и работоспособность человека зависят от работы физиологической системы терморегуляции организма, которая нормально функционирует при температуре около 36,6°С. Для поддержания постоянной температуры организм чело-

века непрерывно вырабатывает теплоту, которая отдается окружающей среде. В зависимости от физиологического и эмоционального состояния человека, его одежды, возраста, вида выполняемой работы и индивидуальных особенностей организма количество теплоты, теряемой в окружающую среду, может быть различным.

Общий тепловой (энергетический) баланс человека (Вт) характеризуется следующим уравнением:

$$Q_c \pm Q_c^k \pm Q_c^r - Q_c^u - Q_c^p - Q_c^f \pm \Delta Q_c = 0 \quad (1.68)$$

где Q_c - теплопродукция организма (общее количество энергии, вырабатываемой организмом);

$Q_c^k; Q_c^r; Q_c^u$ - составляющие теплообмена человека конвекцией, излучением и за счет затрат теплоты на испарение влаги;

Q_c^p - расход теплоты (энергии) на механическую работу;

Q_c^f - теплота, затрачиваемое на физиологические процессы (нагрев вдыхаемого воздуха, естественный обмен веществ и пр.);

ΔQ_c - избыток (накопление) или недостаток теплоты в организме.

Общая продукция энергии Q_c , в основном зависит от степени тяжести выполняемой человеком работы. Для взрослого человека ее средняя величина может быть определена по табл. 1.2 (для подростков вводится коэффициент 0,8).

Расход теплоты Q_c^p обычно составляет от 5 до 35% от дополнительных тепловыделений, связанных с выполнением физической или умственной работы. Например, для работы средней тяжести, выполняемой стоя ($Q_c = 300$ Вт), этот процент равен 20 и $Q_c^p = 0,2 (Q_c - 100) = 40$, где 100 Вт - тепловыделение в покое (табл. 1.2). Теплота Q_c^f не превосходит 11,6 Вт и в расчетах ее можно не учитывать.

Если теплопродукция организма и потери теплоты не сбалансированы, то в организме может наблюдаться накопление теплоты (ΔQ_c), связанное с повышением температуры, или его дефицит, приводящий к переохлаждению организма. Система терморегуляции организма позволяет в определенных пределах обеспечивать баланс продуцируемого и теряемого телом тепла. Однако возможности терморегуляции весьма ограничены.

Таблица 1.2

Теплопродукция организма взрослого человека

Определение работы	Теплопродукция, Вт
Человек в покое	
лежа	80
сидя	85-90
стоя	100
стоя смирно	105-115
Физическая деятельность	
работа швеи, ручного наборщика и подобная	115-140
работа машинистки, инструментальщика и подобная	140-200
работа литейщика, металлурга и подобная	170-300
работа землекопа, кузнеца и подобная	300-500
спортивная езда на велосипеде	До 920
спортивное плавание	>>1000
подъем в гору	780-900
максимальная мышечная работа	1940
Умственная деятельность	
чтение сидя	115
работа на счетной машинке	135
работа в лаборатории	140-160
чтение лекций в аудитории	200-310
Условное деление степени тяжести работы	
незначительная	До 140
легкая	140-170
средняя	170-290
тяжелая	Более 290

Интенсивность отдачи теплоты человеком зависит от тепловой обстановки в помещении, которая определяется следующими показателями: температурой t_e , подвижностью u_e и относительной влажностью φ_e воздуха в помещении, температурами поверхностей t_i , обращенных в помещение, расположением (относительно человека) и размеры которых определяют радиационную температуру помещения t_R . Комфортное сочетание этих показателей соответствует таким *оптимальным метеорологическим условиям*, при которых сохраняется тепловое равновесие, отсутствует напряжение в процессе терморегуляции; в подавляющем большинстве случаев комфортное сочетание этих показателей положительно оценивается находящимися в помещении людьми. *Допустимыми* считаются такие метеоро-

логические условия, при которых возникает некоторая напряженность процесса терморегуляции и может иметь место небольшая дискомфортность тепловой обстановки.

Формула для определения лучистой составляющей теплообмена имеет вид

$$Q_c^l = 2,51 \cdot (35 - t_R). \quad (1.69)$$

Интенсивность конвективного теплообмена зависит от температуры t_g и подвижности u_g воздуха в помещении:

$$Q_c^k = 10,29 \cdot \sqrt{u_g} \cdot (35 - t_g) \quad (1.70)$$

Величины Q_c^k и Q_c^l есть составляющие «сухого» или явного теплообмена человека. Их сумма Q_c^{l+k} может быть подсчитана по формуле

$$Q_c^{l+k} = (2,51 + 10,29\sqrt{u_g}) \cdot (35 - t_n), \quad (1.71)$$

где t_n - температура помещения, равная

$$t_n = (t_g + t_R) / 2. \quad (1.72)$$

Явная теплоотдача возрастает с увеличением тяжести работы, выполняемой человеком. Это возрастание Q_c^{l+k} можно учесть, введя в формулу (1.71) поправочный коэффициент β_1 , который для работы средней тяжести равен 1,07, а для тяжелой - 1,15.

Влияние различной одежды на величину Q_c^{l+k} может быть учтено коэффициентом β_2 . Его значение будет приблизительно пропорционально отношению сопротивлений теплопередаче через одежду. Для легкой одежды сопротивление теплопередаче от поверхности кожи через одежду к помещению равно приблизительно 0,15, для обычной одежды - 0,33, а для утепленной - 0,5. Среднее значение сопротивления теплообмену на внешней поверхности одежды при неподвижном воздухе равно 0,17. На основе этих данных для обычной (средней утепленности) одежды в формулу (1.71) нужно ввести коэффициент β_2 , равный $(0,15+0,17)/(0,33+0,17) = 0,56$, а для утепленной одежды - 0,42. Для всех возможных случаев вы-

полнения работы различной тяжести в различной одежде расчет $Q_c^{т+к}$ можно производить с учетом поправочных коэффициентов β_1 и β_2 по формуле

$$Q_c^{т+к} = b_1 \cdot b_2 \cdot (2,51 + 10,29\sqrt{u_6}) \cdot (35 - t_n) . \quad (1.73)$$

Эта формула может быть использована и для расчета $Q_c^{т+к}$ в особо жарких условиях (при $t_n > 35^\circ\text{C}$), когда поступление теплоты направлено от окружающей среды к телу человека.

Затраты теплоты на испарение влаги Q_c^u зависят от многих факторов и их расчет довольно сложен. В то же время подтверждено, что величина испарения пота при данном выделении теплоты и физиологическом состоянии организма должна быть определенной, а величина потерь массы человека за счет испарения может служить показателем степени тепловой дискомфорта условий. Потери массы (г/ч), соответствующие состоянию комфорта при различных физических нагрузках, следующие:

Физическая нагрузка	Потери массы человеком
Незначительная	48-72
Легкая	90-140
Средняя	150-190
Тяжелая	210-240

У одетого человека при достаточно большом испарении часть пота переходит на одежду. На испарение этой части расходуется не только теплота тела человека, но и теплота окружающей среды. Поэтому количество пота, выделяемое организмом, должно быть больше величины Q_c^u / r (где r - скрытая теплота испарения, равная около 2,43 кДж/г. Увеличение фактической потоотдачи определяется коэффициентом охлаждающей эффективности потоотделения $1/f$. Величина этого коэффициента может быть определена по графику (рис. 1.8) в зависимости от отношения $Q_c^u / Q_{c,макс}^u$. Величина $Q_{c,макс}^u$ соответствует полным затратам теплоты на испарение максимального количества влаги с поверхности кожи (упругость водяного пара на поверхности кожи принята 5,59 кПа (42 мм рт. Ст.)) в воздух с упругостью e_6 (кПа):

$$Q_{ч.макс}^u = 254,5 \cdot u_g^{0,8} (5,59 - e_g) \quad (1.74)$$

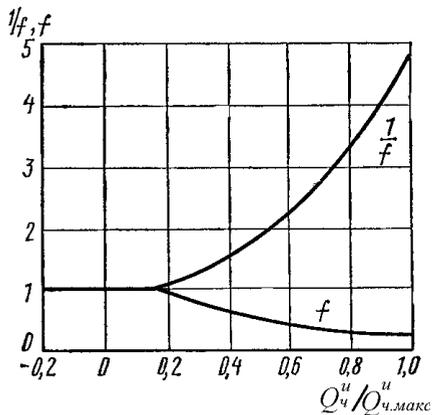


Рис. 1.8 – Охлаждающая эффективность испарения влаги с кожи человека в зависимости от $Q_{ч}^u / Q_{ч.макс}^u$

Для определения степени теплового напряжения организма предложен показатель S , который связан с $Q_{ч}^u$ и $1/f$ зависимостью

$$S = Q_{ч}^u (1/f) \quad (1.75)$$

По величине S можно судить о дискомфортности тепловой обстановки в помещении (табл. 1.3).

Таблица 1.3.

Значения S , соответствующие различной дискомфортности условий

Состояние человека	Значения, Вт
Легкое тепловое напряжение	0-175
Среднее тепловое напряжение	175-350
Тяжелое тепловое напряжение	350-460
Очень тяжелое тепловое напряжение	Выше 460
Предельное тепловое напряжение, переносимое лишь крепкими акклиматизированными людьми	750

Для человека оказывается полезным изменение температуры в течение дня, что связано с изменением интенсивности обмена веществ и с особенностью деятельности людей. По данным гигиенических наблюдений, в жилых помещениях рекомендуется периодически изменять температуру в течение дня и понижать ее на $2\div 3^\circ\text{C}$ ночью. В учреждениях в зимнее время

считается целесообразным поддерживать с утра температуру 19°C, повышая ее к полудню до 21°C и понижая после обеда до 18°C.

1.9 Комфортность тепловой обстановки помещения

В помещениях, где живет, трудится или отдыхает человек, должны выдерживаться определенные комфортные внутренние климатические условия. Может быть несколько зон комфортного сочетания параметров внутренних климатических условий в помещении - зон комфорта. Их деление обусловлено рядом факторов:

назначением помещения, родом выполняемых работ, временем года, возрастом находящихся в помещении людей и т. д.

Место преимущественной деятельности человека в условиях помещения называется *обслуживаемой или рабочей зоной*. Системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха совместно с теплозащитой ограждений должны обеспечить расчетные тепловые условия в обслуживаемой зоне помещения.

Тепловые условия в помещении в большей мере зависят от температуры его поверхностей и воздуха, т. е. определяются температурной обстановкой помещения. Температурная обстановка в помещении считается комфортной при соблюдении в основном двух условий.

Первое условие комфортности. Комфортной будет такая температурная обстановка в помещении, при которой человек, находясь в середине помещения, не испытывает перегрева или переохлаждения. Тепловые ощущения человека в большой степени зависят от температуры воздуха t_e и радиационной температуры помещения t_R . Имеется в виду радиационная температура помещения t_R , определенная относительно человека, находящегося в середине помещения:

$$t_R = \sum t_i j_{\text{ч}-i} \quad (1.76)$$

здесь $\varphi_{\text{ч}-i}$ - коэффициенты облученности с поверхности человека (ч) в сторону окружающих его поверхностей, имеющих температуру t_i .

Связь между t_e и t_R в холодный период для большинства помещений жилых и общественных зданий можно выразить зависимостью

$$t_R = 1,57t_n - 0,057t_e \pm 1,5 . \quad (1.77)$$

Условиям благоприятной эксплуатации помещений в холодное время соответствуют следующие значения температуры помещения t_n , °С, в формуле (1.77): при покое - около 23, при легкой работе - около 21, при умеренной - около 18,5 и при тяжелой - около 16.

Для летнего режима жилых и общественных зданий

$$t_R = 1,5t_n - 0,05t_g \pm 1,5. \quad (1.78)$$

Для теплого времени года t_n , °С, равна: при легкой работе или покое - около 26 (или немного больше), при умеренной работе - около 24; при тяжелой - около 22.

В формулах (1.77) и (1.78) возможно приближенное отклонений от средних значений, равное $\pm 1,5^\circ\text{C}$.

На рис. 1.9 графически показано первое условие комфортности для зимы и лета при разной физической нагрузке человека. С помощью этого графика можно определить, например, необходимую для соблюдения комфортных условий температуру воздуха при заданной радиационной температуре помещения и при известных времени года и степени физической тяжести работы, выполняемой человеком.

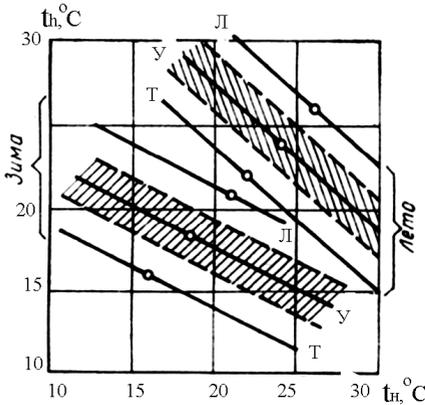


Рис. 1.9 – График определения условий комфортности температурной обстановки (первое условие) в помещении: Т- тяжелая; У- умеренная; Л- легкая работа (область допустимых отклонений температур показана штриховкой только для умеренной работы).

Второе условие комфортности. Оно определяет температурный комфорт для человека, находящегося непосредственно около нагретых или охлажденных поверхностей (на границе обслуживаемой зоны помещения), и связано с наибольшей или наименьшей интенсивностью лучистого теплообмена человека (радиационный баланс на наиболее невыгодно рас-

положенной и наиболее чувствительной к излучению части поверхности тела человека).

К радиационному нагреву наиболее чувствительна поверхность головы. Радиационные условия в помещении должны быть такими, чтобы любая элементарная площадь поверхности головы отдавала излучением окружающим поверхностям не менее $11,6 \text{ Вт/м}^2$.

При расположении нагретой панели в потолке наиболее невыгодным (а поэтому расчетным) будет положение человека под центром панели. При нагретой стеновой панели за расчетное принимают положение человека на расстоянии 1 м от нагретой поверхности. Из уравнения лучистого теплообмена для элементарной площади поверхности тела человека получаем формулу максимально допустимой температуры нагретой поверхности в помещении в холодный период года

$$t_n^{\text{дон}} \leq 19,2 + \frac{8,7}{j_{\text{ч-п}}} \quad (1.79)$$

где $\varphi_{\text{ч-п}}$ - коэффициент облученности с элементарной площади поверхности тела человека в сторону нагретой поверхности.

Эта температура является составляющей второго условия комфортности.

В летний период года температура нагретых поверхностей наружных ограждений может быть не более

$$t_n^{\text{дон}} \leq 29,3 + \frac{2,7}{j_{\text{ч-п}}}. \quad (1.80)$$

Допустимая температура на холодных поверхностях в помещении при этом будет равна

$$t_n^{\text{дон}} \geq 23 - \frac{5}{j_{\text{ч-п}}}. \quad (1.81)$$

Уравнение (1.81) также является составляющей второго условия комфортности. Совершенно очевидно, что наряду с выполнением условия (1.81) следует учитывать недопустимость конденсации водяных паров на холодной поверхности.

При расчете допустимой температуры на внутренней поверхности окна $t_{ок}^{дон}$ теплоотдача человека излучением должна быть принята равной около $q_{ч}^n \leq 92,8 \text{ Вт/м}^2$ и тогда

$$t_{ок}^{дон} \geq 14 - \frac{4,4}{j_{ч-ок}} \quad (1.82)$$

Ноги человека чувствительны к переохлаждению и перегреву поверхности пола, с которой они непосредственно соприкасаются, и к потокам холодного воздуха вдоль нее. Эти ощущения зависят от общей тепловой обстановки помещения, вида обуви человека, его подвижности.

Допустимая температура поверхности пола τ_{nl} зависит от температуры $t_{\epsilon l}$ воздуха в помещении на высоте 1 м и может быть принята равной:

$$t_{nl}^{дон} \leq 55,7 - 1,63t_{\epsilon l} \quad (1.83)$$

Использование формулы (1.83) ограничивается предельными значениями τ_{nl} . Эти ограничения учитывают тип обуви. Предельное значение τ_{nl} для голы ноги при длительном контакте с поверхностью пола равно 32—33°C, для обуви с тонкой подошвой — 36-38°C, и для обуви с толстой подошвой—45-48°C. Согласно формуле (1.83) например, для условий производственного цеха, где температура воздуха составляет 10°C, температура поверхности пола может быть около 40°C. В подобных расчетах нужно учитывать, что при нагретой поверхности пола температура $t_{\epsilon l}$ воздуха на высоте 1 м от него выше температуры воздуха t_{ϵ} на 1- 2° С.

Методические указания

Необходимо четко усвоить, что основной задачей изучаемого курса является проблема создания микроклимата в помещениях, применяя системы кондиционирования (отопления-охлаждения и вентиляции) с учетом влияния наружного климата через ограждения, причем процессы, формирующие тепловую обстановку помещения необходимо рассматривать в неразрывной связи между собой.

При рассмотрении теплообмена в помещении необходимо разобратся с тепловым балансом поверхности и тепловым балансом воздуха помещения с учетом струйного теплообмена. При рассмотрении общего

теплового баланса человека необходимо усвоить определение его составляющих и влияние показателей тепловой обстановки в помещении на интенсивность отдачи теплоты человеком. Уяснить понятие комфортных условий в помещении и каким образом обеспечивается выполнение первого и второго условий комфортности.

Вопросы для самопроверки

1. Какие явления изучает строительная теплофизика?
2. Что такое тепловой режим здания?
3. Как записывается тепловой баланс поверхности в помещении?
4. Как записывается уравнение теплового баланса воздуха в помещении?
5. Какие составляющие входят в уравнение общего теплового баланса человеком?
6. Какими показателями определяется тепловая обстановка в помещении?
7. Какие условия в помещении называются комфортными?
8. Чем определяются первое и второе условия комфортности температурной обстановки в помещении?