В. Н. Богословский

ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ЗДАНИЯ

МОСКВА
СТРОЙИЗДАТ
1979

ББК 38.113
Б 74
УДК 697.1

Печатается по решению секции литературы по строительной физике и конструкциям редакционного совета Стройиздата.

Богословский В. Н.

Б 74 Тепловой режим здания. — М.: Стройиздат, 1979. — 248 с., ил.

Изложены теоретические и инженерные основы техники обеспечения необходимого теплового режима зданий различного назначения. Дана методика решения задач микроклимата зданий: теплообмена в помещении, комфортности тепловой обстановки, расчета систем обогрева и охлаждения помещений, теплотехнического расчета ограждений и теплоустойчивости помещений, воздушного режима зданий и влажностного состояния ограждений, годового режима работы, регулирования и потребления энергии системами отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха.

Книга предназначена для инженеров-строителей и теплотехников, работающих в области проектирования, строительства и эксплуатации зданий. Она будет полезна также научным работникам и аспирантам — специалистам в области строительной теплофизики.

Б $\frac{30205\text{-}439}{047(01)\text{-}79}$ 103-79. 3202000000

ББК 38.113
6С1

© Стройиздат, 1979

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Q — количество тепла, Вт (ккал/ч)
q — тепловой поток, Вт/м² (ккал/ч·м²)
T — абсолютная температура, К
t — температура среды, К(°С)
τ — температура поверхности, К(°С)
Θ — относительная избыточная температура
ϑ — избыточная температура, К(°С)
C_0 — излучение абсолютно черной поверхности, Вт/(м²·К⁴) [ккал/(ч·м²·К⁴)]
ε — коэффициент излучения
E — интенсивность излучения поверхности, Вт (ккал/ч)
φ — коэффициент облученности
α — коэффициент теплообмена, Вт/(м²·К), [ккал/(ч·м²·°С)]
b — температурный коэффициент, К⁴/°С
β — температурный коэффициент объемного расширения воздуха, 1/°С
g — ускорение силы тяжести, м/с²
c — массовая теплоемкость, кДж/(кг·К) [ккал/(кг·°С)]
ρ — объемная масса (плотность) материала, кг/м³
λ — теплопроводность материала, Вт/(м·К) [ккал/(м·ч·°С)]
K — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К) [ккал/(м²·ч·°С)]
R — термическое сопротивление. (м²·К)/Вт [(м²·ч·°С)/ккал]
l — секундный объемный расход воздуха, м³/с
L — часовой объемный расход воздуха, м³/ч
j — массовый расход воздуха, кг/(м²·ч)
$K_р$ — кратность воздухообмена в помещении, 1/ч
z — время, ч
U — влагосодержание материала, кг влаги/кг сух. мат.
p — давление, Па (кгс/м², мм рт. ст.)
μ — химический потенциал, кДж/кг (ккал/кг)
Θ — потенциал влажности, °В
η — влагоемкость, кг/(кг·°В)
i — поток влаги, кг/(ч·м²)
$\varkappa$ — коэффициент влагопроводности, кг/(м·ч·°В)
β — коэффициент влагообмена, кг/(м²·ч·°В)
φ — относительная влажность воздуха
φ_Θ — относительный потенциал влажности
f — фактор формы
l — протяженность (геометрический размер), м
$\varnothing$ — калибр
δ — толщина, м
h — произвольный уровень по высоте, высота помещения, м
H — высота здания, м
A — амплитуда колебаний
ν — показатель затухания амплитуды колебания температуры
ε — отклонение во времени, ч
S — коэффициент теплоусвоения материала, Вт/(м²·К), [ккал/(ч·м²·°С)]
Y — коэффициент теплоусвоения поверхности ограждения Вт/(м²·К) [ккал/(ч·м²·°С)]
P — показатель теплопоглощения, Вт/(м²·К) [ккал/(ч·м²·°С)]
D — условная толщина, показатель тепловой массивности ограждения

$R_и$ — сопротивление воздухопроницанию, (м²·ч·Па)/кг [(м²·ч××мм рт. ст.)/кг)]

$b_и$ — коэффициент проводимости воздуха, кг/(м²·ч·Па$^{1/2}$) [кг/(м²××ч·мм рт. ст.$^{1/2}$)]

$B_и$ — характеристика проводимости воздуха всем элементом, кг/(ч·Па$^{1/2}$) [кг/(ч·мм рт. ст.$^{1/2}$)]

A — коэффициент, учитывающий подогрев фильтрующегося наружного воздуха в ограждении за счет основных теплопотерь

ξ — коэффициент местного сопротивления

Λ — показатель интенсивности конвективного теплообмена, Вт/К [ккал/(ч·°С)]

Ω — коэффициент прерывистости

m — продолжительность подачи тепла, ч

T — период времени, ч

$K_{об}$ — коэффициент обеспеченности

J — энтальпия влажного воздуха (теплосодержание), кДж/кг (ккал/кг)

I — интенсивность солнечной радиации, Вт/м² [ккал/(ч·м²)]

S — интенсивность прямой солнечной радиации, Вт/м² [ккал/(ч××м²)]

D — интенсивность рассеянной солнечной радиации, Вт/м² [ккал/(ч·м²)]

R — интенсивность отраженной солнечной радиации, Вт/м² [ккал/(ч·м²)]

d — влагосодержание воздуха, кг влаги/кг сухой части влажного воздуха

ε — направление луча процесса изменения тепловлажностного состояния воздуха в I—d диаграмме

ПРЕДИСЛОВИЕ

Создание комфортных тепловых условий и благоприятной для человека воздушной среды в помещениях жилых, административных, общественных и промышленных зданий необходимо для здоровья человека и важно для повышения его творческой активности. Кроме того, некоторые технологические процессы требуют поддержания определенных климатических параметров, без которых невозможно их осуществление и которые способствуют интенсификации этих процессов. Данные вопросы приобрели в настоящее время особую актуальность в связи с решениями XXV съезда КПСС. Так, в Основных направлениях развития народного хозяйства СССР на 1976—1980 годы записано, что «...интересы как текущего, так и более долговременного развития страны требуют **всесторонней интенсификации производства, ускорения научно-технического прогресса, роста производительности труда** как решающих факторов повышения эффективности производства и жизненного уровня населения»[1]. Вместе с тем новая Конституция СССР, гарантируя право человека на охрану здоровья «...развитием и совершенствованием техники безопасности и производственной санитарии; ...мерами по оздоровлению окружающей среды[2]...» ставит перед учеными и инженерами большие задачи.

Поддержание искусственного климата в помещении — важная, но не простая задача в связи с многообразием конструктивно-планировочных решений зданий, изменчивостью атмосферных воздействий, повышением уровня требований к устойчивости комфортных условий и стремлением к экономному расходованию топлива. Строительная теплофизика, которая рассматривает вопросы теплового, воздушного и влажностного состояний внутренней среды здания, в настоящее время превратилась по существу в самостоятельный раздел строительной науки.

[1] **Материалы** XXV съезда КПСС. М., Политиздат, 1976, с. 126.
[2] **Конституция** (Основной Закон) Союза Советских Социалистических Республик. Статья 40. М., Правда, 1977.

Для строительства зданий любого назначения применяют новые теплоизоляционные, облицовочные и конструкционные материалы с разнообразными и иногда недостаточно изученными физическими свойствами. Системы отопления и охлаждения помещений с устройствами для подачи тепла и холода часто совмещают со строительными конструкциями (изготовляют, например, стеновые панели отопления, вентиляционные панели и т. д.). Серьезного внимания требует вопрос регулирования микроклимата в помещениях зданий с облегченными ограждениями и большими световыми проемами. В настоящее время в полносборном строительстве зданий наряду с достигнутыми большими успехами имеются неудачи как следствие малой изученности и недооценки теплофизических явлений, происходящих в зданиях.

Проектирование теплового режима помещения в здании имеет в виду рассмотрение в совокупности следующих вопросов:

1) теплообмена и аэродинамики потоков в ограниченном объеме помещений;

2) оптимизации и обеспеченности необходимых климатических условий в помещении;

3) установления характеристик наружных климатических воздействий на здание;

4) тепло-, влаго- и воздухопередачи через наружные ограждения, а также в зданиях и инженерных системах обеспечения микроклимата;

5) режима работы и регулирования систем отопления-охлаждения и вентиляции помещений с учетом нестационарности процессов в расчетные зимние и летние периоды и их изменчивости в течение года.

В помещениях с большими остекленными поверхностями и малоинерционными ограждениями могут образовываться значительные области дискомфортных условий, поэтому необходимы специальные меры защиты помещений от охлаждающего теплового воздействия наружных ограждений.

Учитывая совместное действие погодных условий и тепловых процессов в помещениях и системах отопления, охлаждения и вентиляции и случайный характер их изменчивости, при решении этой задачи следует комплексно рассматривать тепломассообменные процессы

с использованием статистических методов и теории вероятности.

Сложным является тепловой режим помещения летом. Для его определения требуются расчеты естественного теплового режима, воздухообмена, режима регулирования систем охлаждения и вентиляции и обоснования необходимости перехода от нерегулируемой вентиляции к системе кондиционирования с автоматическим регулированием.

В книге изложены основы теплового, воздушного и влажностного режимов здания и даны рекомендации по их расчету. Автор старался выдержать логическую последовательность изложения теории теплового режима здания, построение которой само по себе представляет определенный научный и практический интерес.

Материал, предлагаемый читателю, является результатом научных исследований, разработки инженерных рекомендаций и учебных пособий, выполненных под руководством автора большой группой преподавателей, аспирантов и студентов кафедры отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха МИСИ.

В книге все величины и формулы приведены в двух системах единиц измерения: в Международной системе СИ и в системе МКГСС. Первые по порядку формулы и величины в тексте даны в единицах измерения системы СИ, вторые, имеющие порядковый номер со штрихом, — системы МКГСС, цифровые значения величин в системе МКГСС даны в скобках. Такое решение вызвано необходимостью привести все теплофизические расчеты в соответствие с единицами измерения системы СИ в условиях, когда в действующих нормах, справочниках и пособиях по строительной теплофизике применяются единицы измерения системы МКГСС.

ГЛАВА I
ТЕПЛООБМЕН В ПОМЕЩЕНИИ

Процессы, обуславливающие тепловую обстановку в помещениях, следует рассматривать в неразрывной связи с тепловым, воздушным и влажностным режимами здания. Тепловой режим зданий определяющий. От него зависят ощущение людьми теплового комфорта, нормальное протекание производственных процессов, долговечность строительных конструкций и оборудования. На тепловую обстановку помещения влияет ряд факторов: температура, подвижность и влажность воздуха, наличие струйных течений, различие параметров воздуха в плане и по высоте помещения, а также лучистые потоки тепла, зависящие от температуры, размеров, расположения и радиационных свойств поверхностей, обращенных в помещение. Благодаря конвективному и лучистому теплообмену и процессам массопереноса в помещении температуры его поверхностей и воздуха взаимосвязаны.

Для понимания формирования микроклимата и определения возможных способов воздействия на него нужно знать законы теплообмена в помещении.

В главе I рассмотрены особенности общего теплообмена в помещении и его составляющих, изложена постановка задачи, показаны пути, которые обеспечивают надежность и достаточную точность инженерных расчетов обеспечения заданных тепловых условий в помещении.

I.1. ЛУЧИСТЫЙ ТЕПЛООБМЕН

Важной составляющей сложного физического процесса, обуславливающего тепловой режим помещения, является теплообмен на его поверхностях. Тепловой баланс любой поверхности i в помещении определяется уравнением

$$Л_{б_i} + К_{б_i} + Т_{б_i} = 0. \qquad (I.1)$$

Лучистая $Л_{б_i}$, конвективная $К_{б_i}$ и кондуктивная (теплопроводность) $Т_{б_i}$ составляющие теплообмена на

поверхностях в помещении могут изменяться во времени, иметь различное значение и знак, но уравнение (I.1), отражающее закон сохранения энергии, остается неизменным для стационарных и нестационарных условий теплообмена. Если на поверхности дополнительно выделяется или поглощается тепло (в результате испарения влаги, конденсации водяного пара, облучения сосредоточенным источником тепла и др.), то в уравнение (I.1) следует ввести слагаемые, учитывающие наличие этих источников или стояков тепла.

Лучистый теплообмен в помещении имеет особенность: он происходит в замкнутом объеме в условиях ограниченных температур, определенных радиационных свойств поверхностей и геометрии их расположения.

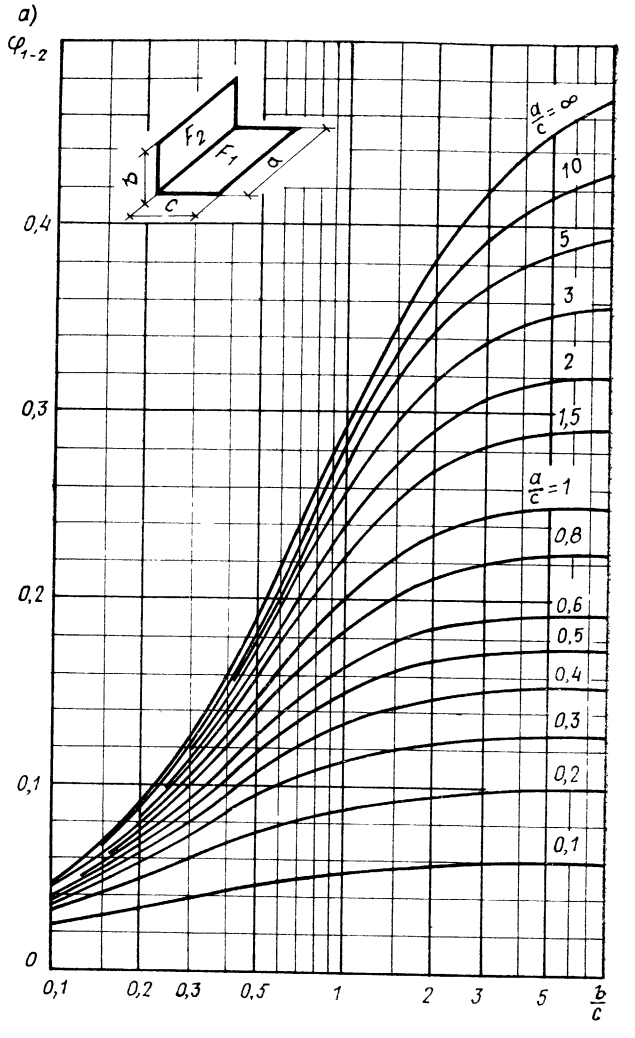
Тепловое излучение поверхностей в помещении можно рассматривать [6] как монохроматическое, диффузное, подчиняющееся законам Стефана—Больцмана, Ламберта и Кирхгофа, инфракрасное излучение серых тел.

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 ммк, 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 [48] известно, что при теплообмене монохроматическим излучением двух

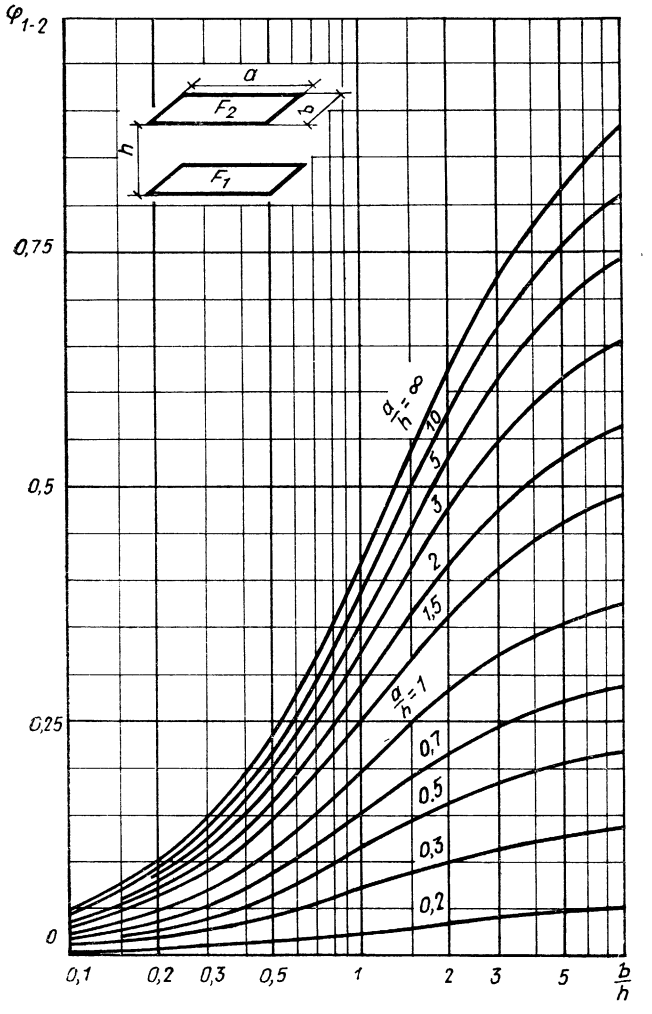


серых поверхностей количество переданного тепла равно:

$$Q_{1-2} = \varepsilon_{1-2}\, C_0\, \varphi_{1-2}\, F_1 \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right], \qquad (I.2)$$

где φ_{I-2} коэффициент облученности поверхности *2* с поверхности *1*. Он является среднеинтегральной величиной:

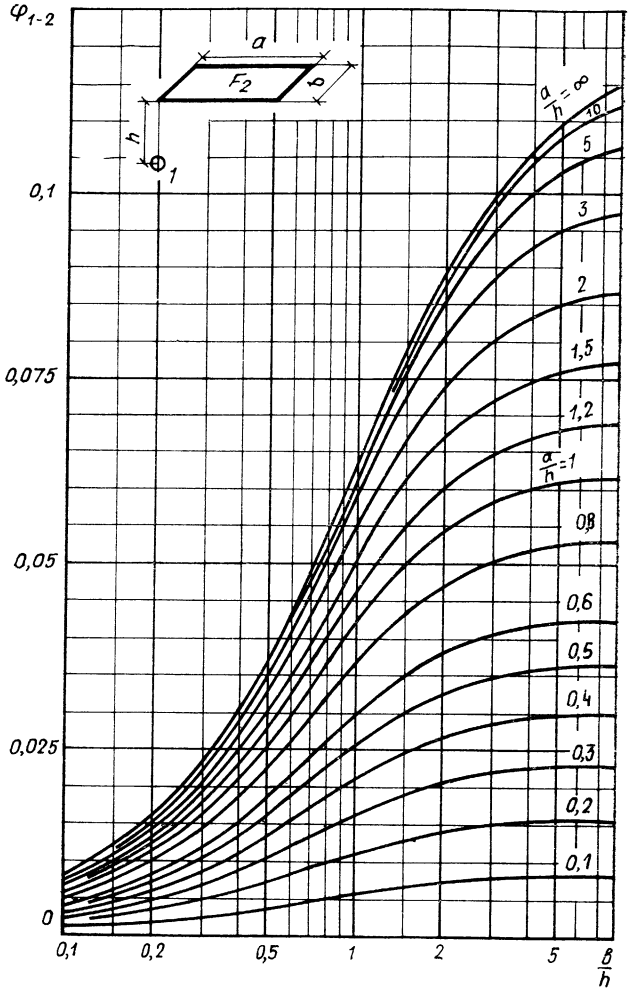
б)



$$\varphi_{1-2} = \frac{1}{F_1} \int_{F_1} \int_{F_2} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{\pi l^2_{dF_1 - dF_2}} dF_1 dF_2. \qquad (I.3)$$

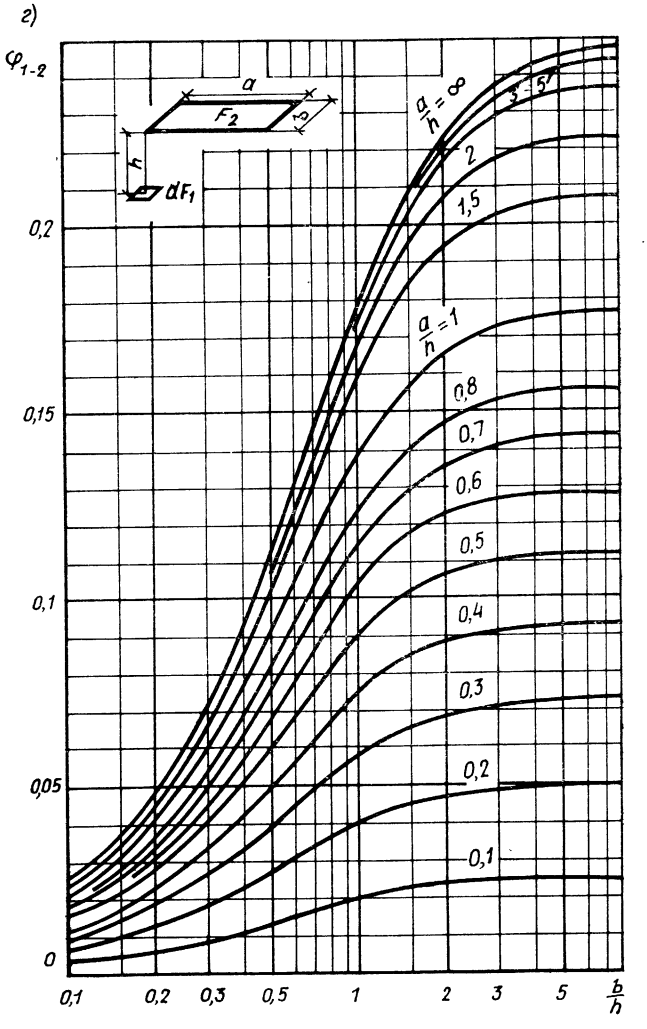
Коэффициент φ_{1-2} показывает долю лучистого потока, падающего на поверхность *2*, от всего потока, излучаемого поверхностью *1*. Коэффициенты облученности

в)



для всех случаев возможного расположения поверхностей в помещении могут быть определены по графикам (рис. I.1).

В формуле (I.2) величина ε_{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:

$$\varepsilon_{1-2}=\frac{1}{(1/\varepsilon_1)+(1/\varepsilon_2)-1}, \qquad (I.4)$$

где ε_1 и ε_2 — коэффициенты излучения поверхностей *1* и *2*.

д)

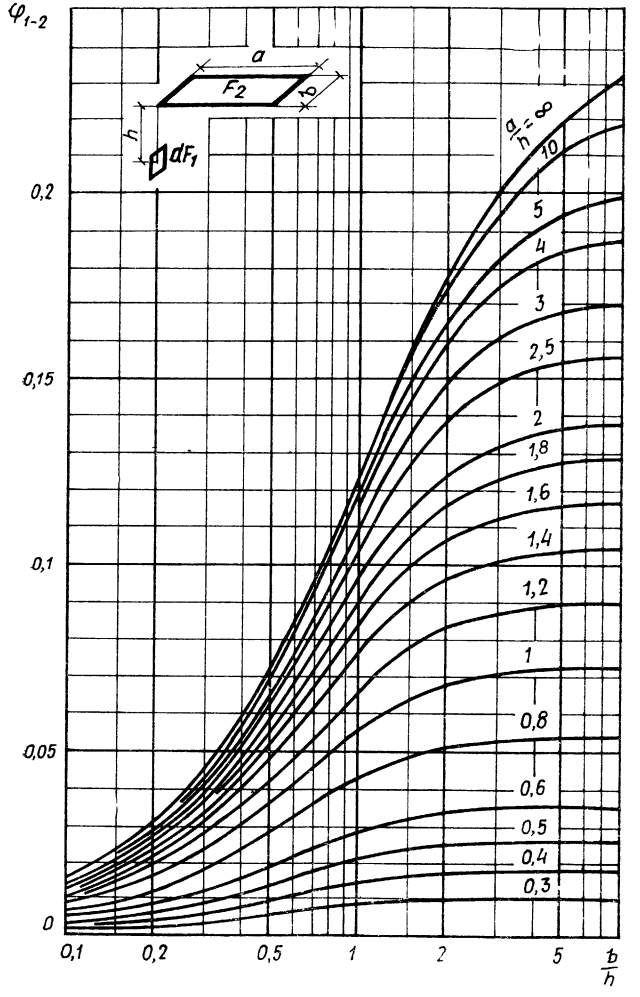


Рис. I.1. Коэффициенты облученности поверхностей при различном взаимном их расположении в помещении

а — поверхности взаимно перпендикулярные; *б* — то же, параллельные; *в* — точечная сфера и поверхность; *г* — элементарная площадка и поверхность, параллельные; *д* — то же, взаимно перпендикулярные

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

$$\varepsilon_{1-2} = \frac{1}{1/\varepsilon_1 + F_1/F_2(1/\varepsilon_2 - 1)}. \qquad (I.5)$$

В третьем случае, когда поверхности малы или велико расстояние между ними и часть отраженного излуче-

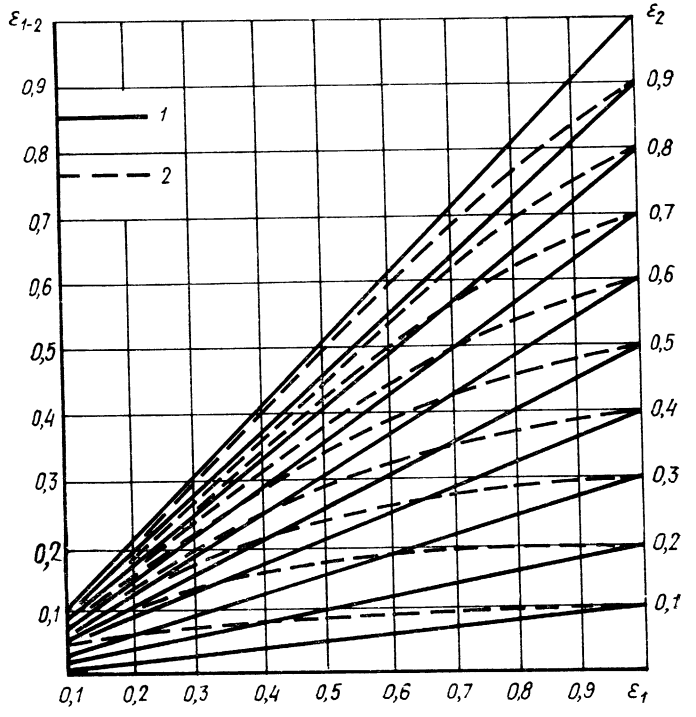


Рис. I.2. Приведенные коэффициенты излучения
1 — найденные по формуле (1.6), *2* — то же, (1.4)

ния, возвращенного на излучаемую поверхность, становится незначительной,

$$\varepsilon_{1-2} = \varepsilon_1 \varepsilon_2. \qquad (I.6)$$

Формула (I.6) дает наименьшее (относительно ε_1) значение ε_{1-2}. Наибольшее значение $\varepsilon_{1-2} = \varepsilon_1$ соответ-

ствует второму случаю (I.5) при $F_1/F_2 \to 0$. При произвольном расположении поверхностей точно определить ε_{1-2} сложно. Графики ε_{1-2}, построенные по формулам (I.4) и (I.6), приведены на рис. I.2. Коэффициенты излучения поверхностей в помещении имеют обычно большие значения (0,8 и более), для них разница значений ε_{1-2}, как видно из рис. I.2, оказывается небольшой.

Для выполнения инженерных расчетов удобно в формуле (I.2) заменить разность четвертых степеней абсолютных температур разностью температур, °С, в первой степени:

$$\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 = b_{1-2}(\tau_1 - \tau_2). \qquad (I.7)$$

Температурный коэффициент b_{1-2} в диапазоне комнатных температур определим при средней температуре теплообменивающихся поверхностей $[\tau_{ср} = 0{,}5(\tau_1 + \tau_2)]$ зависимостью

$$b_{1-2} \approx 0{,}81 + 0{,}01\tau_{ср}. \qquad (I.8)$$

С учетом выражения (I.7) формулу (I.2) можно записать в виде

$$Q_{1-2} = C_0\, \varepsilon_{1-2}\, b_{1-2}(\tau_1 - \tau_2)\, \varphi_{1-2}\, F_1. \qquad (I.9)$$

Формула (I.9) — 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 [49] $E_{эф}$ — общий поток лучистого тепла, покидающего поверхность. Этот поток складывается из потоков собственного $E_{соб}$ и отраженного $E_{отр}$ излучений. Собственное излучение поверхности равно:

$$E_{соб} = \varepsilon E_0, \qquad (I.10)$$

где E_0 — излучение абсолютно черного тела при температуре поверхности.

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

В интегральной форме баланс лучистого теплообмена поверхности *1* в помещении имеет вид

$$Л_{б_i} = \int_{F_1} E_{соб,1}\, dF_1 + \int_{F_1} E_{отр,1}\, dF_1 - \int_{F_1} E_{пад,1}\, dF_1 =$$

$$= \int_{F_1} F_{эф,1}\, dF_1 - \int_{F_1} E_{пад,1}\, dF_1. \qquad (I.11)$$

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

$$Л_{б_1} = (E_{эф,1} - E_{пад,1})\, F_1. \qquad (I.12)$$

Эффективное излучение поверхности *1* равно:

$$E_{эф,1} = E_{соб,1} + E_{отр,1} = \varepsilon_1 E_{0,1} + (1 - \varepsilon_1) E_{пад,1}, \qquad (I.13)$$

и поэтому

$$E_{пад,1} = \frac{1}{1 - \varepsilon_1} E_{эф,1} - \frac{\varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1} E_{0,1}. \qquad (I.14)$$

Подставив значение $E_{пад.1}$ в уравнение (I.12), можно определить зависимость баланса лучистого теплообмена $Л_{б_1}$ от собственного и эффективного излучения поверхности:

$$Л_{б_1} = \left(E_{эф,1} - \frac{1}{1 - \varepsilon_1} E_{эф,1} + \frac{\varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1} E_{0,1}\right) F_1 =$$

$$= \frac{\varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1} (E_{0,1} - E_{эф,1})\, F_1. \qquad (I.15)$$

Однако уравнения (I.15) недостаточно для расчета теплообмена, так как в него входят две неизвестные величины $E_{0,1}$ и $E_{эф,1}$, 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 лучистого тепла, уходящее от поверхности *1* к окружающим ее *j*-тым поверхностям, равно:

$$E_{эф,1} F_1 = E_{эф,1} \Sigma F_1 \varphi_{1-j}. \qquad (I.16)$$

Количество тепла, падающего на поверхность *1* с окружающих ее *j*-тых поверхностей, равно:

$$E_{пад,1} F_1 = \Sigma E_{эф,1} F_j \varphi_{j-1} \qquad (I.17)$$

или, с учетом того, что по закону взаимности лучистых потоков [6]

$$F_j \varphi_{j-1} = F_1 \varphi_{1-j},$$

$$E_{пад,1} P_1 = \Sigma E_{эф,j} F_1 \varphi_{1-j}. \qquad (I.18)$$

Зависимость $Л_{б_1}$ от эффективного излучения поверхностей имеет вид:

$$Л_{б_1} = \Sigma F_1 \varphi_{1-j} (E_{эф,1} - E_{эф,j}). \qquad (I.19)$$

Таким образом, радиационный баланс поверхности полностью определяется двумя уравнениями: (I.15) и (I.19).

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

$$E_{01} = C_0 \left(\frac{T_1}{100}\right)^4$$

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

$$E_{эф,1} = C_0 \left(\frac{T_{эф,1}}{100}\right)^4. \qquad (I.20)$$

Уравнения баланса лучистого теплообмена удобно записать относительно разности температур. В этом случае формулу (I.15) перепишем в виде

$$Л_{б_1} = \frac{\varepsilon_1}{1-\varepsilon_1} C_0 b_{1-эф,1} (\tau_1 - \tau_{эф,1}) F_1, \qquad (I.21)$$

а формулу (I.19) как

$$Л_{б_1} = \Sigma F_1 \varphi_{1-j} C_0 b_{эф,1-эф,j} (\tau_{эф,1} - \tau_{эф,j}), \qquad (I.22)$$

где τ_1 — температура поверхности 1; $\tau_{эф,1}$, $\tau_{эф,j}$ — эффективные температуры поверхностей соответственно *1* и *j*; b — температурные коэффициенты (I.8), учитывающие переход в уравнениях (I.21) и (I.22) от разности четвертых степеней абсолютных температур к линейной разности температур.

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 *1* в помещении с учетом теплообмена со всеми поверхностями, пользуясь зависимостью (I.9) с помощью одного уравнения

$$Л_{б_1} = \Sigma\varphi_{1-j} F_1 C_0 \varepsilon_{1-j} b_{1-j} (\tau_1 - \tau_j). \qquad (I.23)$$

Под знаком суммы в (I.23) должны быть учтены потоки лучистого теплообмена поверхности *1* 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 *1* $t_{R,1}$ есть такая условная усредненная температура всех окружающих ее поверхностей, при использовании которой в расчетах мы получим ту же интенсивность лучистого теплообмена на поверхности *1*, 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 *1* с каждой из окружающих ее поверхностей достаточно точно отражают угловые коэффициенты облученности φ_{1-j}. Поэтому радиационную температуру помещения для поверхности *1* $t_{R,1}$ достаточно точно можно определить как средневзвешенную по коэффициентам облученности:

$$t_{R,1} = \frac{\Sigma\varphi_{1-j} t_j}{\Sigma\varphi_{1-j}}. \qquad (I.24)$$

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

$$t_{R,1} = \Sigma\varphi_{1-j} t_j. \qquad (I.25)$$

Исключение составляют случаи, при которых одинаково нагретая или охлажденная поверхность *1* расположена в двух или более плоскостях в помещении (на-

пример, две наружные стены в угловой комнате или перегородочная отопительная панель в двух внутренних перегородках помещения).

Можно, как это часто делают, радиационную температуру определить как средневзвешенную по площадям F_j в виде

$$t_{R,1} \frac{\Sigma F_j t_j}{\Sigma F_j}, \qquad (I.26)$$

но это менее правильно и точно, чем по формуле (I.24).

Пользуясь понятием радиационной температуры $t_{R,1}$, радиационный баланс поверхности *1* запишем в виде

$$Л_{б_1} = C_0 \varepsilon_{1-R} b_{1-R} \varphi_{1-R} (\tau_1 - t_{R,1}) F_1 = \alpha_{л,1} (\tau_1 - t_{R,1}) F_1. \qquad (I.27)$$

Эта запись наиболее простая, и именно ей пользуются в инженерных расчетах. Здесь $\alpha_{л,1}$ — коэффициент лучистого теплообмена поверхности *1* в помещении:

$$\alpha_{л,1} = C_0 \varepsilon_{1-R} b_{1-R} \varphi_{1-R}, \qquad (I.28)$$

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

В условии помещения можно принять: $\varepsilon_{1-R} \approx 0{,}85$; $b_{1-R} \approx 1$; $\varphi_{1-R} = 1$. Имея в виду, что $C_0 = 5{,}76$ Вт/(м^2·К^4) [4,96 ккал/(м^2·ч·К^4)], коэффициент лучистого теплообмена на произвольной поверхности в помещении получим равным: в системе СИ $\alpha_{л,1} \approx 5{,}76 \cdot 0{,}85 \cdot 1{,}1 = 4{,}9$ Вт/(м^2×К) или в системе МКГСС $\alpha_л = 4{,}2$ ккал/(м^2·ч·°С). Это численное значение $\alpha_л$ обычно используют в практике инженерных расчетов теплообмена в помещении.

I.2. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН

Наряду с излучением в общем обмене тепла в помещении существенную роль играет конвекция. Воздух обменивается теплом 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_1 в тепловом балансе (I.1) условно принятой

произвольной поверхности *1* можно записать в следующем виде:

$$K_{б_1} = \int_{F_1} \alpha_{к,dF_1} (t_{в,dF_1} - \tau_{dF_1}) dF_1 = \alpha_{к,1} (t_в - \tau_1) F_1, \quad (I.29)$$

где $\alpha_{k,1}$ — средний по поверхности *1* коэффициент конвективного теплообмена, отнесенный к средней разности температур воздуха в помещении $t_в$ 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 $t_в$ в плане и по высоте, что позволяет принимать одинаковое значение $t_в$ при расчете теплообмена на всех поверхностях. Исключение составляет температура воздуха в помещениях с большими избытками тепла или подачей воздуха неизотермическими струями: в первом случае температура воздуха неравномерна по высоте помещения, во втором — в плане. Над источниками тепла возникают конвективные токи теплового 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.

Закономерности свободного конвективного теплообмена неоднократно подтверждены многочисленными и тщательно выполненными экспериментами. В работе [6] свободная конвекция подробно рассмотрена как наиболее простой процесс. Закономерности свободной конвекции удобно использовать как основу для сопоставления с более сложными случаями естественного конвективного теплообмена на поверхностях в ограниченном объеме помещения.

Среднее значение коэффициента свободного конвективного теплообмена на вертикальной поверхности, как показано в работе [6], без особой погрешности можно определить по формуле турбулентного режима теплообмена:

$$\alpha_к = \alpha_{к,x} = 1{,}66\sqrt[3]{\Delta t}\,; \qquad (I.30)$$

$$\alpha_к = \alpha_{к,x} = 1{,}43\sqrt[3]{\Delta t}\,, \qquad (I.30')$$

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 (I.30) 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. Возникает так называемый сахара-эффект, при котором 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 (I.30), но при этом значение численного коэффициента в формуле должно быть изменено на $\pm 30\%$ в зависимости от направления теплового потока. Если поток тепла направлен снизу вверх, численный коэффициент в формуле (I.30) будет равен 1,87, а если сверху вниз — 1.

Свободная конвекция с учетом общей подвижности воздуха

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. В теории теплопередачи часто применяют правило Мак-Адамса, согласно которому при совместном действии свободной и вынужденной конвекции (общая подвижность воздуха в помещении относительно поверхности 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 около вертикальной поверхности протяженностью l образуется гравитационное силовое поле, потенциальная удельная (отнесенная к единице массы) энергия которого равна:

$$W_{\text{п}} = gl\beta\Delta t.$$

Движущийся поток обладает удельной кинетической энергией

$$W_{\text{к}} = \frac{v^2_{\text{макс}}}{2}.$$

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

$$\frac{v^2_{\text{макс}}}{2} = gl\beta\Delta t, \qquad \text{(I.31)}$$

откуда максимальная скорость конвективного потока равна:

$$v_{\text{макс}} = \sqrt{2\beta l \Delta t g}. \qquad \text{(I.32)}$$

Зная скорость воздуха $v_{\text{в}}$ вдоль поверхности при его вынужденном движении, по формуле (I.32) можно установить разность температур $\Delta t_{v\text{макс}}$, при которой конвективный поток воздуха вдоль поверхности имел бы максимальную скорость $v_{\text{макс}} = v_{\text{в}}$:

$$\Delta t_{v_{\text{макс}}} = \frac{v^2_{\text{макс}}}{2\beta g l}. \qquad \text{(I.33)}$$

Теплообмен в потоке воздуха при свободной конвекции оказывается таким же, как и при вынужденной конвекции со скоростью потока $v_{\text{в}}$, равной половине $v_{\text{макс}}$ [23]. Поэтому для воздуха при температуре 20° С

$$\Delta t_v = \frac{293}{2 \cdot 9{,}81} \frac{(2v_b)^2}{l} \approx 60 \frac{v_b^2}{l}. \qquad \text{(I.34)}$$

Пользуясь формулой (I.34), 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 $\Delta t_{\text{усл}}$ сво-

бодной конвекции или условной скоростью воздуха вынужденной конвекции. Величина $\Delta t_{усл}$, которая вызывает такую же интенсивность свободного конвективного теплообмена, как при совместном действии естественной и вынужденной конвекции, равна:

$$\Delta t_{усл} = \Delta t + \Delta t_v, \qquad (I.35)$$

где Δt — разность температур поверхности и воздуха; Δt_v — разность температур согласно (I.34), эквивалентная общей подвижности воздуха в помещении $v_в$.

Формула (I.35) может быть использована при расчете теплообмена как на вертикальных, так и на горизонтальных поверхностях, так как входящая в нее величина Δt_v учитывает скорость общей циркуляции воздуха вдоль поверхностей.

Имея в виду рассмотренную связь между вынужденной и свободной конвекцией, предложен [49] общий способ расчета конвективного теплообмена, основанный на том, что режим омывания поверхности при смешанной конвекции можно определить условным критерием Рейнольдса $Re_{усл}$:

$$Re_{усл} = Re + \sqrt{\frac{Gr}{2}}, \qquad (I.36)$$

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:

$$Nu = 0{,}46Re_{усл}^{0{,}5}. \qquad (I.37)$$

Полученные по формуле (I.37) результаты расчета согласуются с экспериментальными данными.

Сложный лучисто-конвективный теплообмен на поверхности в помещении

На поверхности в помещении происходит одновременно лучистый теплообмен с окружающими поверхностями и конвективный теплообмен с воздухом. Лучисто-конвективный теплообмен произвольной поверхности *1* в помещении

$$Л_{б_1} + K_{б_1} = [\alpha_{л_1}(\tau_1 - t_{R_1}) + \alpha_{к_1}(\tau_1 - t_в)]\, F_1 \qquad (I.38)$$

можно определить с помощью одного общего коэффициента теплообмена α_1 и одной температуры, характеризующей температурную обстановку в помещении. Температурные условия в помещении можно характеризовать так называемой температурой помещения $t_п$, равной среднему значению между $t_в$ и t_R:

$$t_п = (t_в + t_R)/2. \tag{I.39}$$

В этом случае лучисто-конвективный теплообмен на поверхности *1* можно записать в виде

$$Л_{б_1} + K_{б_1} = \alpha_1 (\tau_1 - t_п) F_1, \tag{I.40}$$

где коэффициент теплообмена α_1 из (I.40) и (I.38) равен

$$\alpha_1 = \alpha_{л_1} \frac{\tau_1 - t_{R_1}}{\tau_1 - t_п} + \alpha_{к_1} \frac{\tau_1 - t_в}{\tau_1 - t_п}. \tag{I.41}$$

При практических расчетах как общим показателем температурной обстановки в помещении по традиции пользуются температурой воздуха $t_в$. В этом случае

$$Л_{б_1} + K_{б_1} = \alpha'_1 (\tau_1 - t_в) F_1 \tag{I.42}$$

и коэффициент теплообмена α'_1 равен:

$$\alpha'_1 = \alpha_{л_1} \frac{\tau_1 - t_{R_1}}{\tau_1 - t_в} + \alpha_{к_1}. \tag{I.43}$$

Следует особо отметить, что часто применяемая зависимость $\alpha = \alpha_л + \alpha_к$ справедлива только при $t_в = t_R$, что далеко не всегда выполняется в условиях помещения.

Естественный конвективный теплообмен на поверхности в ограниченном объеме помещения

Основные закономерности свободного конвективного теплообмена и его уравнения являются результатом экспериментов и теоретических выводов, справедливых для идеальных условий. Свободную конвекцию исследовали в нестесненном пространстве на небольших, тщательно отшлифованных плитах из цветного металла с изометрическими поверхностями, имеющими небольшую излучательную способность. Условия опытов исключали побочные явления, усиливающие или тормозящие развитие процесса конвективного теплообмена.

Специфичность условий в помещении не исчерпывается влиянием общей подвижности воздуха на конвективный теплообмен, о котором говорилось в данной главе. Картина идеального свободного конвективного теплообмена нарушается из-за замкнутого и ограниченного объема, наличия холодных и нагретых поверхностей, различной их геометрии и др. В связи с этим представляет научный и практический интерес специальное изучение естественного конвективного теплообмена в помещении. Для его исследования в МИСИ им. В. В. Куйбышева был выполнен ряд экспериментов.

Первые опыты были поставлены в 1963 г. Была построена небольшая камера с двумя торцовыми стенами в виде охлаждающих панелей. Одна панель была собрана из трех плоских металлических коробок, поставленных одна на другую, другая — в виде металлического листа с приваренным змеевиком. Через коробки и змеевик пропускали холодную воду. Тепловыделения в помещении имитировали экранированной электрической печью, расположенной на полу. Поверхности камеры были теплоизолированы. Электронагрев и система охлаждения имели простейшие устройства регулирования и контроля.

Задача эксперимента состояла в определении особенностей конвективного теплообмена на холодных поверхностях в условиях помещения. При решении задачи использовали общепринятую методику опытного определения конвективного теплового потока. При конвективном теплообмене, как это следует из теории пограничного слоя [23], около поверхности образуется ламинарный слой или подслой, в пределах которого наблюдается параллельно-струйное течение воздуха. Толщина этого слоя небольшая, но в ее пределах передача тепла от воздуха поверхности подчиняется закону теплопроводности Фурье, согласно которому тепловой поток в данной точке x поверхности (локальное значение) равен:

$$q_x = -\lambda_в \left(\frac{dt}{dn}\right)_x, \qquad (1.44)$$

где $\lambda_в$ — теплопроводность воздуха; dt/dn — градиент температуры в воздухе около поверхности по нормали n к поверхности.

В пределах небольшой толщины прилегающего к поверхности слоя воздуха градиент температуры постоя-

нен и может быть заменен конечным приращением температуры $\Delta t/\Delta n$.

Количество конвективного тепла, передаваемого в данной точке поверхности, можно также определить по закону Ньютона:

$$q_x = \alpha_{к,x}(t_в - \tau_x), \qquad (I.45)$$

где $t_в$ — температура воздуха; τ_x — температура поверхности в точке измерения x.

Локальное значение коэффициента конвективного теплообмена из двух последних уравнений равно:

$$\alpha_{к,x} = \frac{\lambda (\Delta t/\Delta n)_x}{(t_в - \tau_x)}. \qquad (I.46)$$

Чтобы определить $\alpha_{к,x}$ по формуле (1.46) необходимо измерить $(\Delta t/\Delta n)_x$, $t_в$ и τ_x. Наибольшую трудность представляет измерение перепада температуры Δt на расстоянии Δn в пределах небольшой толщины слоя с линейным распределением температуры. Для этой цели применяли микродатчик температуры в виде лучковой электролитической медь-константановой термопары с проволокой диаметром 0,05 мм. Гидравлическое возмущение у такого датчика незначительно. Доказано, что погрешностью измерений на разных расстояниях от поверхности, связанной с изменением условий лучистого теплообмена температурного датчика с поверхностью, также можно пренебречь. Лучковую термопару укрепляли на координатнике с микрометром. С помощью координатника термопару точно устанавливали на небольших расстояниях по нормали к поверхности. Непосредственно около поверхности температуру замеряли через 0,1—0,2 мм, по мере удаления от поверхности интервал увеличивался.

Измерения проводили в нескольких точках по высоте панели для каждого режима охлаждения. По полученным данным строили кривые изменения температуры воздуха около поверхности в каждой точке x измерения, определяли $(\Delta t/\Delta n)_x$ и по ним — локальные значения $\alpha_{к,x}$ и средние по поверхности значения коэффициента конвективного теплообмена $\alpha_к$.

Значения $\alpha_{к,x}$ рассчитывали при температуре воздуха средней по высоте камеры $t_в$ и при температуре, соответствующей отметке измерения x $t_{в,x}$. Средние по поверхности значения коэффициента $\alpha_к$ определяли только для температуры $t_в$.

Экспериментальная камера, в которой были проведены первые опыты, оказалась недостаточно совершенной. В ходе опытов возникли сложности в назначении и выдерживании режимов нагрева и охлаждения, а также при измерении температуры, изменении положения термопары и др. Эксперименты не показали четкой картины

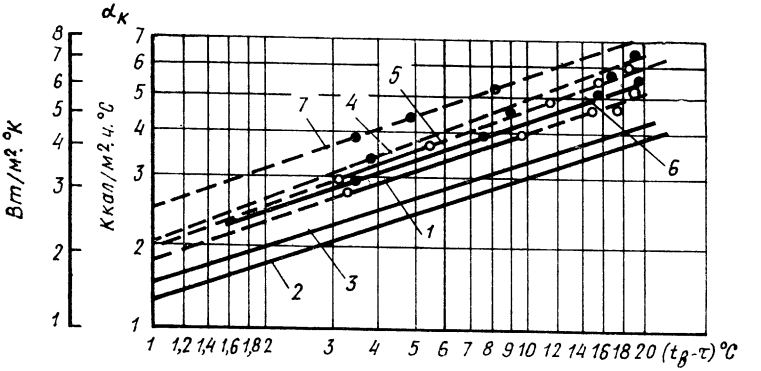


Рис. 1.3. Результаты определения коэффициента конвективного теплообмена на поверхности охлаждаемой панели (по данным испытаний в камере и натурным наблюдениям).

1 — вертикальная поверхность, испытание в камере; *2* — то же, данные М. А. Михеева; *3* — то же, данные натурных наблюдений; *4, 5, 6* — испытания в камере при расположении вертикальных поверхностей соответственно в верхней, средней и нижней частях стены; *7* — горизонтальная поверхность, расположенная в плоскости потолка, натурные испытания

процесса теплообмена по высоте панели, хотя общие данные были достаточно надежными и представили определенный интерес. Результаты серии опытов по определению средней интенсивности конвективного теплообмена на охлаждаемой поверхности в помещении показаны на рис. 1. 3.

Общее увеличение интенсивности естественного конвективного теплообмена в ограниченном объеме по сравнению с интенсивностью теплообмена при свободной конвекции было объяснено влиянием ограниченного объема камеры с источником конвективного тепла, расположенным на полу.

Одновременно с испытаниями на модели были проведены натурные наблюдения за тепловым режимом помещения с потолочно-лучистым охлаждением (в здании студенческого общежития в Ереване). При общей оценке тепловой обстановки в помещении определяли коэффициент $\alpha_к$ на поверхности охлаждающей потолочной

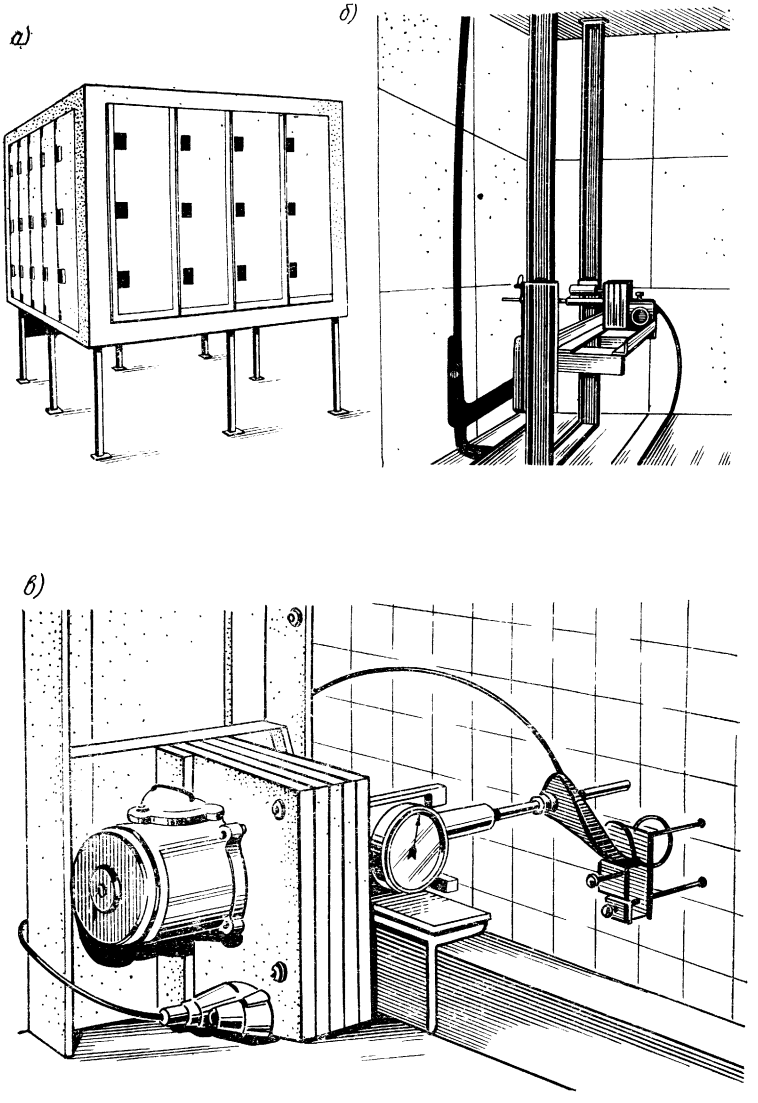


Рис. I.4. Камера для исследования общего теплообмена в помещении

а — общий вид; *б* — внутренний вид; *в* — лучковая термопара, установленная на координатнике с электроприводом

панели. Температуру измеряли лучковой термопарой, укрепленной на координатнике, и обрабатывали по той же методике, которую использовали при работе в камере (см. рис. 1. 3).

Интенсивностью конвективного теплообмена на охлажденной горизонтальной потолочной панели, как. и следовало ожидать, оказалась большей, чем на вертикальных поверхностях. Эта разница объясняется положением панели, влиянием интенсивных потоков воздуха, поднимающихся от нагретого наружного ограждения, и общей подвижностью воздуха в помещении.

Опыты и натурные испытания первой серии подтвердили заметное различие условий конвективного теплообмена в помещении с условиями свободной конвекции.

Начатые исследования были продолжены в условиях вновь созданной, хорошо оснащенной измерительными и автоматическими регулирующими устройствами камеры теплообмена, размеры которой близки к размерам реального помещения (рис. 1. 4). Ограждения камеры собраны из отдельных элементов в виде полых плоских коробок из алюминия, тщательно теплоизолированных с внешней стороны. Элементы заполнены водой и соединены с регулирующими термостатами, с помощью которых в камере поддерживается устойчивая температура.

На внутренних поверхностях камеры и в объеме воздуха расположены датчика, которые через переключатели пульта управления соединены с показывающими и записывающими приборами. Лучковая термопара для измерения конвективных потоков тепла на внутренних поверхностях камеры установлена на координатнике с электроприводом, имеющим дистанционное автоматическое управление, благодаря которому можно, не нарушая условия термостатирования камеры во время эксперимента, оперативно измерять температуру. Устройство и оснастка камеры теплообмена позволяют проводить в ней разнообразные опыты по изучению теплового режима помещения.

Аспирант МИСИ Д. Рат провел в камере серию экспериментов по выявлению условий теплообмена на вертикальных нагретых поверхностях, различно размещенных в помещении.

Полученные данные о тепловом режиме пограничного слоя показали, что естественная конвекция на нагретой вертикальной поверхности в помещении качественно и ко-

личественно отличается от свободной конвекции. Наиболее заметно особенности конвективного теплообмена проявились в опытах с нагретой поверхностью, расположенной на всю высоту помещения. На рис. 1.5 показан характер изменения локальных значений коэффициента $\alpha_{к,x}$ на вертикальной поверхности в помещении при естественном конвективном теплообмене и при свободной конвекции. Основное различие этих процессов

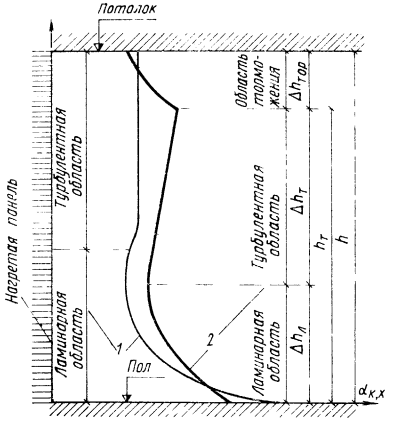


Рис. 1.5. Качественное сопоставление локальных значений коэффициентов конвективного теплообмена $\alpha_{к.x}$ на нагретой вертикальной поверхности, расположенной в неограниченном объеме (свободная конвекция) (*1*) и в ограниченном объеме помещения (естественная конвекция (*2*)

состоит в том, что в верхней части нагретой поверхности, расположенной в ограниченном объеме, значения $\alpha_{к,x}$ резко уменьшаются: образуется четко выраженная характерная зона процесса естественной конвекции — зона торможения. Наблюдается также общее повышение интенсивности процесса в первых двух зонах ламинарного и турбулентного теплообмена. В начале зоны ламинарного режима теплообмена значения $\alpha_{к,x}$ несколько меньше, чем при свободной конвекции, и на нижней границе $\alpha_{к,x}$ имеет конечное значение. В остальной части зоны ламинарного режима (общая длина которой по сравнению со свободной конвекцией несколько сокращается) значения $\alpha_{к,x}$ заметно больше, чем в ламинарной зоне свободно расположенной поверхности.

Различия интенсивности теплообмена в зонах ламинарного режима, отмеченные выше, связаны в основном с влиянием пола камеры, вдоль которого воздух подтекает с некоторой скоростью по нормали к нагретой поверхности. Такое движение воздуха около панели снижает

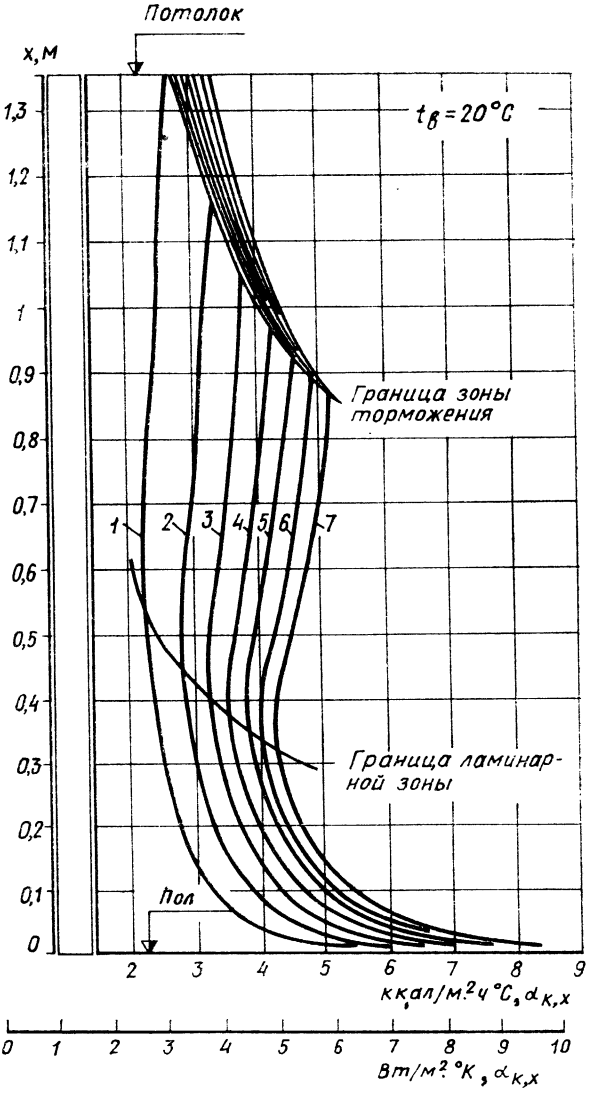


Рис. I.6. Результаты исследования естественного конвективного теплообмена на нагретой перегородочной панели, расположенной по всей высоте помещения при разности температур между температурой поверхности панели и $t_в$, °C

1 — 10; *2* — 20; *3* — 30; *4* — 40; *5* — 50; *6* — 60; 7 — 70

интенсивность теплообмена в начале зоны ламинарного режима, усиливает теплообмен в остальной ее части и приводит к нарушению стабильности ламинарного течения в пограничном слое при меньшем значении гравитационной силы (в результате протяженность зоны ламинарного режима теплообмена уменьшается).

В зоне турбулентного режима теплообмен при естественной конвекции в камере происходит более интенсивно, чем при свободной, и локальные значения $\alpha_{к,x}$ не остаются постоянными, а растут с увеличением x. Эта особенность объясняется влиянием ниспадающих холодных потоков по бокам нагретой поверхности и общей циркуляции воздуха в помещении. Турбулентная зона на вертикальной нагретой поверхности в камере имеет верхнюю границу, положение которой зависит от высоты помещения. Ее положение относительно потолка определяет размеры третьей характерной зоны естественной конвекции — зоны торможения.

Наличие зоны торможения является особенностью естественной конвекции в замкнутом пространстве. Снижение интенсивности конвективного теплообмена здесь вызвано прежде всего тормозящим действием потолка, а также температурным расслоением воздуха по высоте помещения. У потолка температура воздуха повышается, становится меньше разность температур воздуха и поверхности, уменьшается гравитационная сила и снижается скорость воздушного потока.

Исследован конвективный теплообмен при шести вариантах расположения нагретой поверхности панели (перегородки) в помещении. Ниже подробно излагаются результаты испытания только первого варианта расположения панели (рис. I.6) и отмечены некоторые наиболее важные показатели других вариантов испытаний.

На рис. I.6 показаны кривые изменения локальных значений коэффициентов конвективного теплообмена $\alpha_{к,x}$ по высоте панели. Четко выделяются три характерные области конвективного теплообмена: ламинарного режима теплообмена непосредственно над полом, турбулентного — в средней части поверхности и торможения в верхней части, под потолком.

В области ламинарного режима интенсивность теплообмена в общем больше, чем при свободной конвекции, и на верхней границе области $\alpha_{к,x}$ превосходит соответствующее значение при свободной конвекции на

25%. Исключение составляет незначительная часть этой области, ограниченная высотой 10 мм от пола, в которой интенсивность теплообмена меньше.

Уравнение для локальных значений критерия Nu_x в области ламинарного режима теплообмена имеет вид

$$Nu_x = 0{,}347\,(Gr_x\,Pr)^{0{,}267}. \qquad (I.47)$$

Величина $\alpha_{к,x}$ при $t_в = 20°$ С выражается формулами:

$$\alpha_{к,x} = 1{,}24\Delta t^{0{,}267}\,x^{-0{,}2}; \qquad (I.48)$$

$$\alpha_{к,x} = 1{,}07\Delta t^{0{,}267}\,x^{-0{,}2}. \qquad (I.48')$$

Проинтегрировав эти выражения, для определения среднего значения $\alpha_{к,x}$ в пределах части высоты ламинарной зоны $\Delta h'_л$ получим:

$$\alpha_к = 1{,}55\Delta t^{0{,}267}\,\Delta h_л'^{-0{,}2}; \qquad (I.49)$$

$$\alpha_к = 1{,}335\Delta t^{0{,}267}\,\Delta h_л'^{-0{,}2} \qquad (I.49')$$

или в критериальной форме

$$Nu = 0{,}433\,(Gr\,Pr)^{0{,}267}. \qquad (I.50)$$

Верхняя граница ламинарной зоны соответствует критическому значению произведения критериев Грасгоффа и Прандтля $(Gr,\ Pr)_{кр} = 1{,}7 \cdot 10^8$. Среднеинтегральное значение критерия Nu для полной высоты ламинарной зоны равно 68,5.

В области турбулентного режима значения локального коэффициента конвективного теплообмена увеличиваются на поверхности в камере по направлению движения воздуха. По сравнению с теплообменом на свободной поверхности $\alpha_{к,x}$ оказывается сначала несколько (на 5 %) меньшим, затем — большим (на 25%). Наибольшее и среднее значение коэффициента конвективного теплообмена в турбулентной области растет с увеличением высоты помещения. Локальный теплообмен характеризуется критериальным уравнением

$$Nu_x = 0{,}02\,(Gr_x,\ Pr)^{0{,}416}, \qquad (I.51)$$

которое при $t_в = 20°$ С преобразуется:

$$\alpha_{к,x} = 1{,}105x^{0{,}25}\,\Delta t^{0{,}416}; \qquad (I.52)$$

$$\alpha_{к,x} = 0{,}953x^{0{,}25}\,\Delta t^{0{,}416}. \qquad (I.52')$$

Среднее значение $\alpha_к$ при $t_в=20°$ С для всей протяженности турбулентной зоны ($\Delta h_т=h_т-\Delta h_л$) равно:

$$\alpha_к = 0{,}885 \frac{h_т^{1{,}25} - \Delta h_л^{1{,}25}}{\Delta h_т} \Delta t^{0{,}416}; \qquad (I.53)$$

$$\alpha_к = 0{,}763 \frac{h_т^{1{,}25} - \Delta h_л^{1{,}25}}{\Delta h_т} \Delta t^{0{,}416}. \qquad (I.53')$$

Экспериментально установленная зона торможения около потолка имеет высоту $\Delta h_{тор}$, равную м:

$$\Delta h_{тор} = 1{,}35 \frac{1450h}{(Gr,Pr)^{0{,}33}}, \qquad (I.54)$$

где h — высота помещения, равная: $h=\Delta h_л+\Delta h_т+\Delta h_{тор}=h_т+\Delta h_{тор}$

Подстановка в (1.54) значений Gr, Pr для воздуха при $t_в=20°$ С приводит к следующей формуле для определения высоты зоны торможения:

$$\Delta h_{тор} \approx 1{,}35 - 3{,}06\Delta t^{-0{,}33}. \qquad (I.55)$$

Критерий Nu_x остается постоянным в пределах зоны торможения и равным значению на верхней границе турбулентной зоны [см. формулу (I.51)] при $x=h-\Delta h_{тор}$. Локальные значения коэффициента конвективного теплообмена поверхности уменьшаются по мере приближения к потолку.

Обобщенные зависимости для $\alpha_к$ процесса теплообмена для трех характерных областей, приведенные на рис. I.7, справедливы для помещений любой высоты. Так, средние значения коэффициента конвективного теплообмена для всей площади перегородочной панели при высоте помещения h в пределах 2,5—4,2 м равны:

$$\alpha_к = 1{,}45\Delta t^{0{,}32+0{,}014h}; \qquad (I.56)$$

$$\alpha_к = 1{,}25\Delta t^{0{,}32+0{,}014h}. \qquad (I.56')$$

Вторая серия экспериментов была проведена при двух перегородочных панелях, расположенных на противоположных сторонах камеры. В отличие от условий первого эксперимента высота ламинарной зоны здесь оказалась меньше, область торможения — больше и общая теплоотдача конвекцией также меньше.

Среднее значение $\alpha_к$ для этого случая при h=2,5—4,2 м равно:

$$\alpha_к = 1{,}45\Delta t^{0{,}29+0{,}014h}; \qquad (I.57)$$

$$\alpha_к = 1{,}25\Delta t^{0{,}29+0{,}014h}. \qquad (I.57')$$

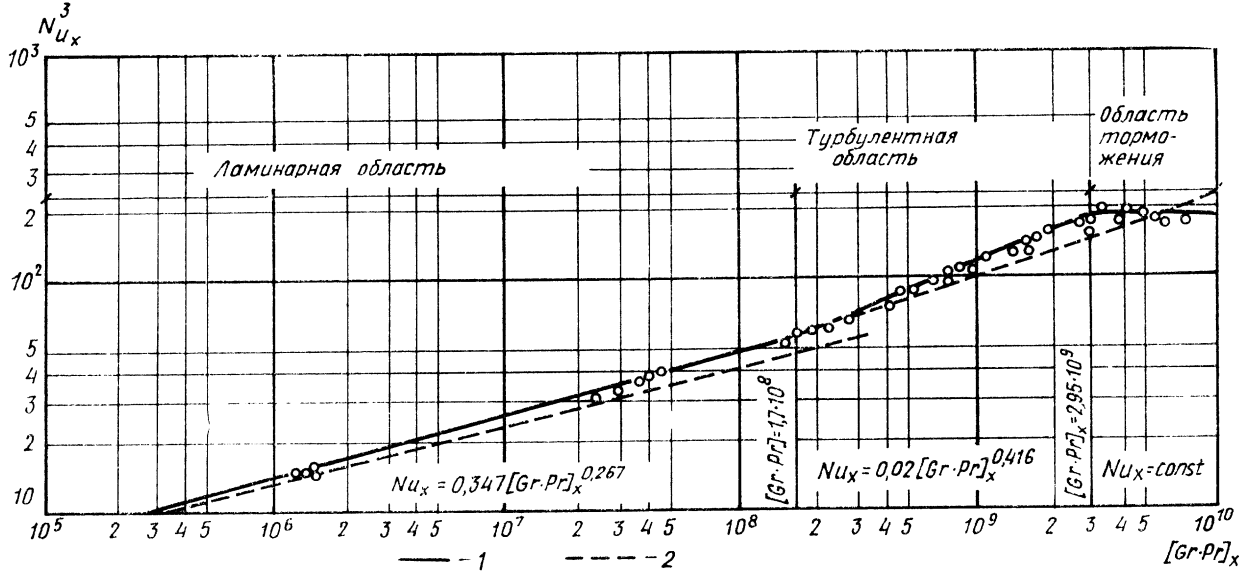


Рис. I.7. Конвективный теплообмен на нагретой вертикальной поверхности в помещении

1 — при естественной конвекции и расположении нагретой поверхности на всю высоту помещения; *2* — при свободной конвекции в неограниченном объеме

Представляют определенный интерес испытания, в которых перегородочная панель занимала верхние две трети по высоте помещения. Ниже находилась ненагретая плоскость. В этом случае зона ламинарного режима была длиннее, но интенсивность теплообмена в ее пределах уменьшилась до 79% того же показателя при свободной конвекции. В связи с наличием торможения потока воздуха сократились размеры турбулентной зоны и значительно снизилась интенсивность теплообмена в верхней части панели. Средние значения коэффициента конвективного теплообмена для перегородочной панели, приподнятой над полом, приближенно равны:

$$\alpha_к = 1{,}17\ (\Delta t/h)^{0{,}25}; \qquad (I.58)$$

$$\alpha_к = 1{,}01\ (\Delta t/h)^{0{,}25}. \qquad (I.58')$$

Наименьшая интенсивность конвективного теплообмена оказалась в случае расположения нагретой поверхности в виде ригеля, в верхней части перегородки — ригельная панель. Температура воздуха здесь была несколько выше, чем средняя по объему. Повышение температуры воздуха под потолком помещения с увеличением температуры ригельной панели происходит заметнее, чем повышение интенсивности конвективного теплообмена. В этом случае средние значения $\alpha_к$ при высоте ригельной панели Δh и разности температур поверхности панели и воздуха помещения Δt составят:

$$\alpha_к = 1{,}21\ (\Delta t/\Delta h)^{0{,}25}; \qquad (I.59)$$

$$\alpha_к = 1{,}04\ (\Delta t/\Delta h)^{0{,}25}. \qquad (I.59')$$

При расположении в помещении двух ригельных панелей интенсивность конвективного теплообмена становится еще меньше (на 20%).

Процесс конвективного теплообмена оказывается наиболее сложным на нагретой поверхности, расположенной под окном в нижней части наружной стены, когда она с трех сторон ограничена холодными поверхностями, а внизу сопряжена с полом.

Поверхность пола сдерживает конвективный поток. Ниспадающие боковые холодные токи вытесняют теплый воздух снизу; с поверхности окна на панель падают холодные потоки воздуха, которые тормозят движение восходящего потока. В данном случае на поверхности на-

грева особенно заметно проявляется двухмерность аэродинамического и теплового полей.

Сопоставление локальных значений коэффициента конвективного теплообмена с аналогичными данными для ламинарной области при свободной конвекции показывает, что интенсивность теплообмена на подоконной нагретой поверхности значительно заторможена на ниж-

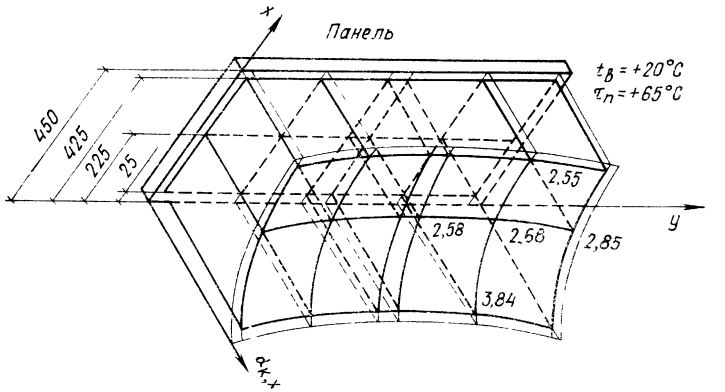


Рис. I.8. Объемная эпюра локальных значений коэффициента конвективного теплообмена на поверхности подоконной панели

ней границе до 44, а на верхней — до 80—87%. Объемная эпюра локальных значений коэффициента конвективного теплообмена $\alpha_{к,x}$ на поверхности подоконной панели приведена на рис. I.8.

Критериальное уравнение для значений $\alpha_{к,x}$ по высоте панели (усредненных по ее ширине) имеет вид

$$Nu_x = 0{,}18\,(Gr_x\,Pr)^{0{,}284}. \qquad (I.60)$$

Средние значения $\alpha_к$ в зависимости от высоты панели Δh и разности температур Δt равны:

$$\alpha_к = 1{,}29\,\frac{\Delta t^{0{,}284}}{\Delta h^{0{,}15}}; \qquad (I.61)$$

$$\alpha_к = 1{,}11\,\frac{\Delta t^{0{,}284}}{\Delta h^{0{,}15}}. \qquad (I.61')$$

Таким образом, результаты экспериментов подтверждают качественное и количественное отличие конвектив-

ного теплообмена на поверхностях в ограниченном объеме помещения от условий свободной конвекции.

Следует заметить, что испытания теплообмена были проведены при отсутствии воздухообмена и при определенном размере камеры. Вентиляция помещения может изменить картину теплообмена. В меньшей степени, вероятно, может сказаться изменение геометрических параметров помещения, хотя количественные показатели зависят и от этого.

1.3 ТЕПЛООБМЕН НАСТИЛАЮЩЕЙСЯ ПЛОСКОЙ ВОЗДУШНОЙ СТРУИ С ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ ОГРАЖДЕНИЯ

Кроме естественной конвекции в помещении могут быть условия теплообмена поверхности с искусственно созданным потоком воздуха. Это конвективный обмен теплом между настилающейся струей воздуха и 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. I.9). Для расчета характеристик гидродинамики струи, настилающейся на горизонтальную поверхность, обычно используют закономерности свободных струй.

Интенсивность теплообмена настилающейся струи $q_к$ с поверхностью обусловлена коэффициентом конвективного теплообмена. Локальные его значения, соответствующие направлению движения горизонтальной настилающейся плоской струи, могут быть определены [6] по критериальному уравнению

$$\mathrm{Nu}_x = 0{,}104\mathrm{Re}_x^{0{,}8}\left(\frac{a}{x}\right)^{0{,}4}, \qquad (I.62)$$

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 $\alpha_к$ вдоль поверхности до сечения x в данном случае равно:

$$\alpha_к = 2{,}5\alpha_{кx}. \qquad (I.63)$$

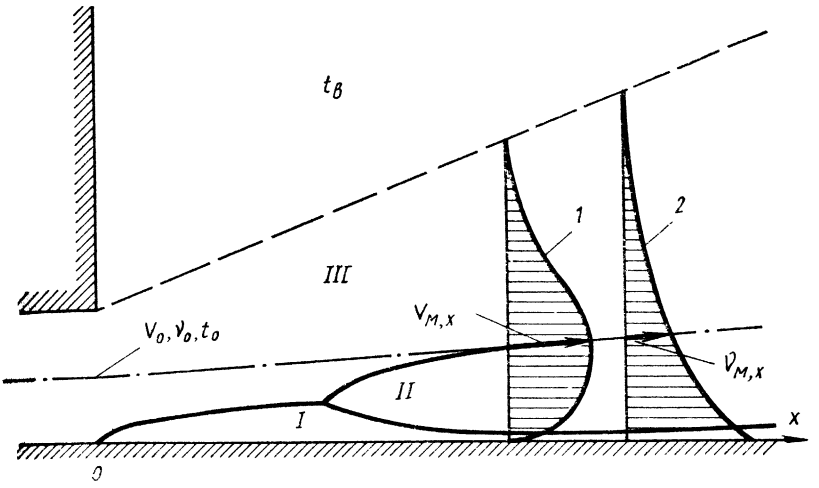


Рис. I.9. Плоская неизотермическая настилающаяся струя

I — ламинарный пограничный слой; *II* — то же, турбулентный; *III* — струйный внешний пограничный слой; *1* — эпюра скоростей; *2* — то же, избыточных температур

Зависимость (I.62) 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.

I.4. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН И РЕЖИМ ДВИЖЕНИЯ ПЛОСКОЙ СТРУИ, НАСТИЛАЮЩЕЙСЯ НА ВЕРТИКАЛЬНОЕ ОГРАЖДЕНИЕ

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 $t_{м,x}$ и скорости $v_{м,x}$ на расстоянии x по оси струи, а также локальных значений

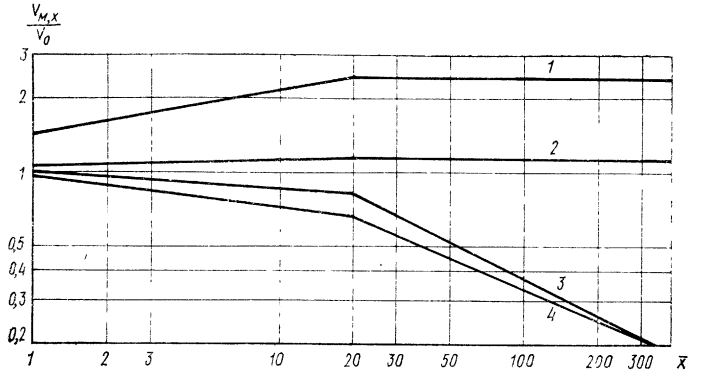


Рис. I.10. Зависимость относительной осевой скорости $v_{м,x}/v_0$ от относительной координаты $\bar{x}$

1 —$Ar_0=1$; *2* — то же, 0,1; *3* — 0,001; *4* — —0,001

коэффициентов $\alpha_{к,x}$ конвективного теплообмена струи с ограждением.

Для расчета параметров неизотермических настилающихся струй воспользуемся данными [32]. На графиках рис. I.10 показан характер изменения относительной осевой скорости настилающейся струи при значениях критерия Ar_0 (в начале струи — индекс 0) от 1 до —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 (v_0=0,5 м/с; ν_0=30° С), $Ar_0=\pm0{,}001$ — условиям работы систем кондиционирования (v_0=3—4 м/с, ν_0= =10° С). Из графика (см. рис. I.10) следует, что увеличение критерия Архимеда приводит к качественным изменениям в развитии струи. Если при $Ar_0=\pm0{,}001$ скорость струи по оси монотонно убывает, то при $Ar_0=1$ вблизи истечения она возрастает, а затем практически остается постоянной. Это объясняется тем, что увеличе-

ние 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.

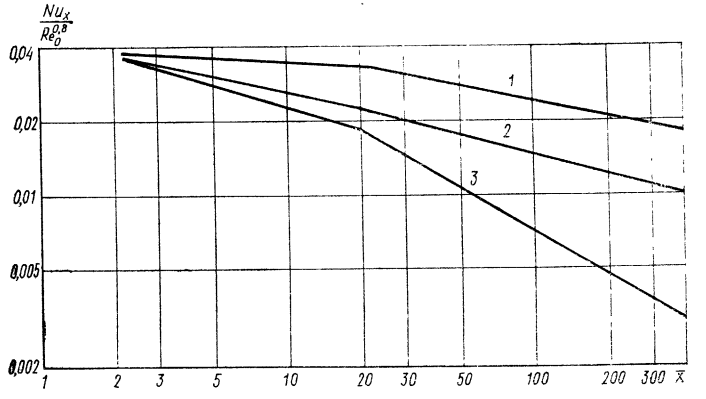


Рис. I.11. Зависимость $Nu_x/Re_0^{0,8}$ от относительной координаты $\bar{x}$
1 — $Ar_0=1$; *2* — то же, 0.1; *3* — 0,001

Естественно, что в результате изменения гидродинамики струи меняется и интенсивность ее теплообмена с вертикальным ограждением. Локальные значения $Nu_x = \alpha_{к,x}x/\lambda_в$ при разных критериях Ar_0 и Re_0 показаны на рис. I.11.

Из рисунка видно, что значение критерия Nu_x в струях с большим Ar_0 может отличаться в два раза по сравнению со значениями для струи при малых критериях Ar_0. Характер поведения струи при значениях критерия $Ar_0 \approx 1$ 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 $t_в$) температуры воздуха на оси струи $v_{м,x}$ и относительное (к разности температур при истечении) избыточное значение этой температуры $\theta_{м,x}$ равны:

$$v_{м,x} = t_{м,x} - t_в \text{ и } \Theta_{м,x} = (t_{м,x} - t_в)/(t_0 - t_в).$$

Формулы для расчета осевой скорости, относительной избыточной температуры и локальных значений Nu_x для неизотермических струй, в том числе аппроксимирующие данные рис. I.10 и I.11, имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} v_{м,x} &= v_0 A\bar{x}^{B}; \qquad v_{м,x}\bar{x}; \\ Nu_x &= Б\,Re^{0,8}\,\bar{x}^{Г}; \end{aligned}\right\} \tag{I.64}$$

$$\Theta_{м,x} = \frac{8{,}1\,(1-q)}{v_{м,x}\bar{x}} \tag{I.64'}$$

где A, $Б$, B, T — коэффициенты, зависящие от критерия Ar_0 и $\bar{x}$ (табл. I.1); q — средний по поверхности удельный тепловой поток от струи к стенке, [здесь ккал/(с·м²)].

Формула для $\overline{\theta}_{м,x}$ (I.64) справедлива при $\bar{x} \geqslant 10$.

Таблица I.1. **Коэффициенты** A, $Б$, B, $Г$

Ar_0	$2 \leqslant \bar{x} \leqslant 20$				$\bar{x} > 20$			
	A	$Б$	B	$Г$	A	$Б$	B	$Г$
—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	0,18	—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 [32] позволили выявить следующую зависимость для определения относительного расстояния до точки отрыва:

$$\bar{x}_{кр} = \frac{x_{кр}}{a} = 0{,}0826\,\frac{Re^{2,2}}{Gr^{0,33}}, \tag{I.65}$$

где:

$$\mathrm{Gr} = \frac{g\beta\,(t_в - t_{ст})\,a^3}{\nu^2};$$

$$\mathrm{Re} = \mathrm{Re}_0 \text{ при } \mathrm{Ar}_0 \leqslant 0{,}01;$$

$$\mathrm{Re} = a\bar{v}_{\bar{x}=2}/\nu \text{ при } \mathrm{Ar} > 0{,}01;$$

$\bar{v}_{\bar{x}=2}$ — 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 $\alpha_к = 0$ 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

$$\mathrm{Nu}_{отр} = 2 \cdot 10^3\, \mathrm{Re}_0^{0,8}\, \mathrm{Gr}^{0,3}. \qquad (I.66)$$

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 (I.64). Максимальная скорость по оси ниспадающего конвективного потока на расстоянии $x^* = h - x$ от верха ограждения

$$v_{м,x^*} = 2{,}33 \sqrt[3]{\frac{g}{c\rho T_в}\, q_{ст}\, x^*} = 0{,}07 \sqrt[3]{q_{ст}\, x^*}; \qquad (I.67)$$

$$v_{м,x^*} = 0{,}074 \sqrt[3]{q_{ст}\, x^*}. \qquad (I.67')$$

Соответствующая ей избыточная температура

$$v_{м,x^*} = t_{м,x^*} - t_в = 5{,}5 \sqrt[3]{\frac{T_в}{g\,(c\rho)^2}\,\frac{q_{ст}^2}{x^*}} = 0{,}15 \sqrt[3]{q_{ст}^2\, x^{*-1}}; \qquad (I.68)$$

$$v_{м.x^*} = 0{,}167 \sqrt[3]{q_{ст}^2\, x^{*-1}}. \qquad (I.68')$$

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

$$L_{x^*}=3600\cdot 0{,}24\sqrt[3]{\frac{g}{c\rho T_{\text{в}}}q_{\text{ст}}x^{*4}}=25{,}92\sqrt[3]{q_{\text{ст}}x^{*4}}; \qquad (\text{I}.69)$$

$$L_{x^*}=27{,}36\sqrt[3]{q_{\text{ст}}x^{*4}}. \qquad (\text{I}.69')$$

Формулы (I.67), (I.68) позволяют определить подвижность и температуру воздуха в ниспадающей струе вдоль холодного наружного ограждения. На рис. I.12 показана зависимость $v_{\text{м},x}^*$ и $\nu_{\text{м},x}^*$ от расстояния x^* при различных значениях интенсивности потока тепла от воздуха к поверхности стенки $q_{\text{ст}}$[вт/м^2, ккал/(м^{2}ч)].

Приравнивая правые части уравнений (I.64) и (I.67), получим следующее общее уравнение для определения точки встречи восходящей струи $x_{\text{в}}$ с ниспадающим конвективным потоком:

$$v_0A\left(\frac{x_{\text{в}}}{a}\right)^B=0{,}07\sqrt[3]{q_{\text{ст}}(h-x_{\text{в}})}; \qquad (\text{I}.70)$$

$$v_0A\left(\frac{x_{\text{в}}}{a}\right)^B=0{,}074\sqrt[3]{q_{\text{ст}}(h-x_{\text{в}})}. \qquad (\text{I}.70')$$

Для струй с критерием $\text{Ar}_0\geqslant 0{,}1$, имеющих в начале истечения разгонный участок, при решении уравнения (I.64) следует принимать во внимание скорости воздуха по оси струи после разгонного участка. В этом случае $B\approx 0$ и

$$x_{\text{в}}=h-\frac{Av_0}{7{,}03q_{\text{ст}}}; \qquad (\text{I}.71)$$

$$x_{\text{в}}=h-\frac{Av_0}{8{,}15q_{\text{ст}}}, \qquad (\text{I}.71')$$

где A — определяется по табл. I.1 для $\bar{x}>20$.

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

Для струй с критерием $\text{Ar}_0<0{,}1$, когда разгонный участок в струе отсутствует и величина $n<0$, решение уравнения (I.70) проще всего осуществить, используя графики рис. I.10 и рис. I.12, подбирая такое значение $x_{\text{в}}$, при котором $v_{\text{м},x}\approx v_{\text{м},x^*}$.

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 встре-

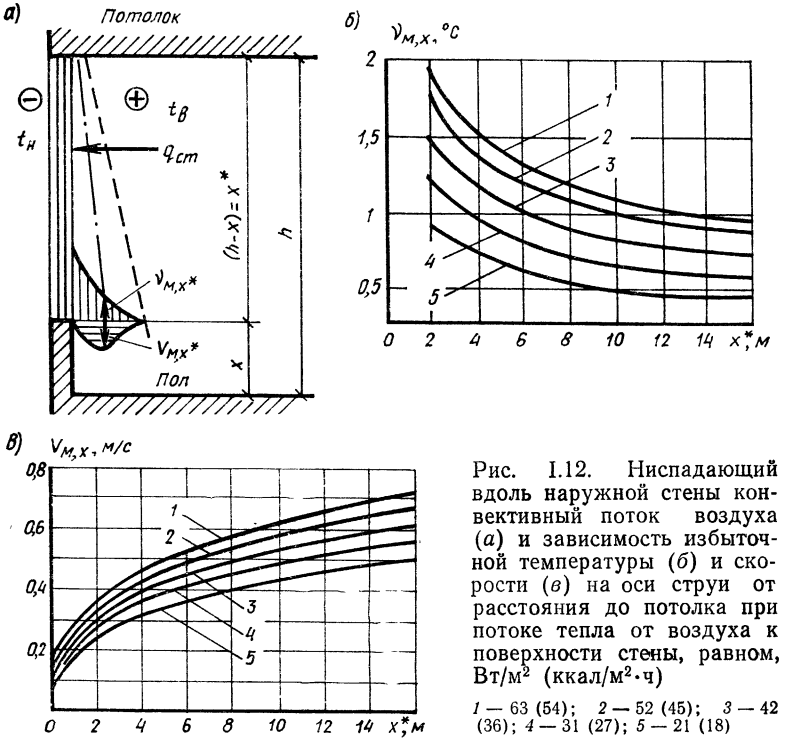


Рис. I.12. Ниспадающий вдоль наружной стены конвективный поток воздуха (*а*) и зависимость избыточной температуры (*б*) и скорости (*в*) на оси струи от расстояния до потолка при потоке тепла от воздуха к поверхности стены, равном, Вт/м^2 (ккал/м^2·ч)

1 — 63 (54); *2* — 52 (45); *3* — 42 (36); *4* — 31 (27); *5* — 21 (18)

чи импульс приточной струи $J_{пр}$ был равен импульсу конвективного ниспадающего потока $J_к$.

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

$$J_{пр}=0,145v^2_{м,x_в}x_в, \qquad (I.72)$$

где $v_{м,x_в}$ рассчитывают по зависимости (I.64).

Для приточной струи в изотермических условиях $J_{пр}$=const, что является выражением факта сохранения

в изотермических струях примерно постоянным начального импульса.

Импульс ниспадающего конвективного потока в точке встречи находится аналогичным образом:

$$J_к = 0{,}145 v^2_{м, x^*_в} x^*_в, \qquad (I.73)$$

где $v_{м, x^*_в}$ вычисляют по формуле (I.67), а $x^*_в = h - x_в$.

При теплотехническом расчете крупноразмерных остеклений 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.

I.5. ОБЩИЙ ТЕПЛООБМЕН В ПОМЕЩЕНИИ

Уравнения общего теплообмена поверхности

Количество тепла, которое воспринимает произвольная поверхность в помещении в результате лучистого и конвективного теплообмена, равно количеству тепла, передаваемого поверхности теплопроводностью [см. уравнение (I.1)].

Поверхности *1* теплопроводностью передается количество тепла T_1, равное:

$$T_{б_1} = \int_{F_1} -\lambda_1 \frac{\partial t_1}{\partial n}\bigg|_{dF_1} dF_1. \qquad (I.74)$$

При средних по площади F_1 значениях температурного градиента около поверхности $\left.\frac{\partial t_1}{\partial n}\right|_{пов}$ и теплопроводности материала внутреннего слоя ограждения λ_1

$$T_{б_1} = -\lambda_1 \frac{\partial t_1}{\partial n}\bigg|_{пов} F_1. \qquad (I.75)$$

В стационарных условиях, когда температурный градиент в толще ограждения остается неизменным, уравнение (I.75) удобно записать в виде

$$T_{б_1} = K'_1 (\tau_1 - t_{ср,1}) F_1, \qquad (I.76)$$

где K_1' — коэффициент теплопередачи от внутренней поверхности ограждения *1* до внешней среды, температура которой равна $t_{ср.1}$.

Общее уравнение теплового баланса (I.1) поверхности *1* в помещении с учетом проведенного анализа составляющих в общем виде можно записать так:

$$\int_{F_1} E_{эф_1}\, dF_1 - \int_{F_1} E_{пад.1}\, dF_1 + \int_{F_1} \alpha_{к,\, dF_1} (t_{в,dF_1} - \tau_{1,dF_1})\, dF_1 + \\ + \int_{F_1} \left(-\lambda_1 \frac{\partial t_1}{\partial n}\right)\Big|_{dF_1} dF_1 = 0. \qquad (I.77)$$

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

$$(E_{эф_1} - E_{пад_1})\, F_1 + \alpha_{к_1} (t_в - \tau_1)\, F_1 - \\ - \lambda_1 \frac{\partial t_1}{\partial n}\Big|_{пов} F_1 \pm Q_1 = 0, \qquad (I.78)$$

где Q_1 — прочие источники или стоки тепла на поверхности.

Тепловой баланс поверхности *1* в помещении с учетом многократного отражения [см. формулы (I.21), (I.22)] в стационарных условиях определяют двумя уравнениями:

$$F_1 \frac{\varepsilon_1}{1-\varepsilon_1} C_0\, b_{1-эф_1} (\tau_1 - \tau_{эф_1}) + F_1 \alpha_{к_1} (\tau_1 - t_в) + \\ + F_1 K_1' (\tau_1 - t_{ср_1}) \pm Q = 0; \qquad (I.79)$$

$$\Sigma F_2 \varphi_{1-j} C_0\, b_{эф_1 - эф_j} (\tau_{эф_1} - \tau_{эф_j}) + \\ + \frac{\varepsilon_1}{1-\varepsilon_1} C_0\, b_{эф_1 - 1} (\tau_{эф_1} - \tau_1) = 0. \qquad (I.80)$$

Слагаемые в уравнениях (I.79) и (I.80) имеют одинаковую структуру записи — составляющие тепловой баланс потоки тепла пропорциональны соответствующим разностям температур, °С. Такая запись уравнений удобна для расчета.

Как было сказано в п. I.2, 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:

$$\sum_j C_0 \varepsilon_{1-j} b_{1-j} (\tau_1 - \tau_j) \varphi_{1-j} F_1 + \alpha_{к1} (\tau_1 - t_в) F_1 + \\ + K'_1 (\tau_1 - t_{ср_1}) F_1 \pm Q = 0. \quad (I.81)$$

В общем теплообмене в помещении может участвовать тепло 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 осложняет численный расчет. Для численного расчета поверхность удобно разбить на элементарные площадки $\Delta F_п$, в пределах которых осредненные характеристики процесса можно считать неизмененными (см. ниже). Для каждой элементарной площадки поверхности уравнение теплового баланса будет иметь вид (I.81).

Уравнение теплообмена воздуха

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:

$$\Sigma \alpha_{к,i} (\tau_i - t_в) F_i \pm Q_в = 0, \quad (I.82)$$

где $\alpha_{к,i}$ — среднее значение коэффициента конвективного теплообмена на поверхностях; $Q_в$ — конвективное тепло, непосредственно передаваемое воздуху помещения.

В величину $Q_в$ входит тепло, вносимое воздухом при вентиляции и неорганизованном проветривании помещения, а также конвективное тепло, поступающее от закры-

тых (не выходящих в помещение) поверхностей. Последние не участвуют в лучистом теплообмене в помещении и не входят под знак суммы уравнения (I.82).

Если приточный воздух настилается на поверхность и его температура заметно отличается от температуры воздуха в помещении, что происходит при воздушном

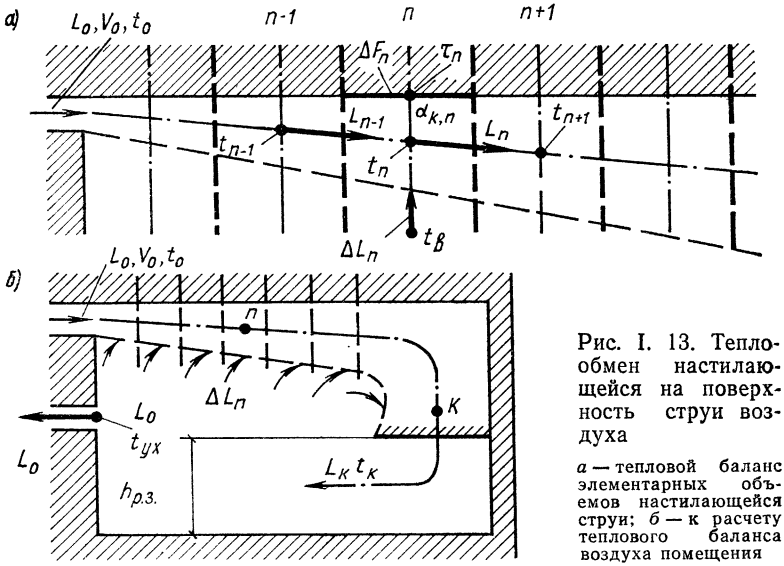


Рис. I. 13. Теплообмен настилающейся на поверхность струи воздуха

а — тепловой баланс элементарных объемов настилающейся струи; *б* — к расчету теплового баланса воздуха помещения

отоплении или охлаждении помещения, то для определения объема настилающейся 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. I.13, *а*). Уравнение теплового баланса для каждого элементарного объема запишем в виде

$$L_{n-1}(c\rho)_в t_{n-1} + \Delta L_n (c\rho)_в t_в - \\ - L_n (c\rho)_в t_n + \alpha_{к.n}(\tau_n - t_n)\Delta F_n = 0, \qquad (I.83)$$

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, t_{n-1} — средние температуры в пределах элементарных объемов струи; τ_n — средняя температура поверхности в пределах элемен-

тарного объема струи n; $(c\rho)_в$ — объемная теплоемкость воздуха; $\alpha_{к,n}$ — средний коэффициент конвективного теплообмена на поверхности ΔF_n в пределах элементарного объема.

Объемный расход воздуха

$$L_n = L_{n-1} + \Delta L_n, \tag{I.84}$$

поэтому уравнение теплового баланса элементарного объема струи перепишем в виде

$$L_{n-1}(c\rho)_в(t_{n-1} - t_n) + \Delta L_n (c\rho)_в (t_в - t_n) + \\ + \alpha_{k.n}(\tau_n - t_n)\Delta F_n = 0. \tag{I.85}$$

В случае настилающейся струи при составлении уравнения теплового баланса основного объема воздуха в помещении (I.82) нужно исключить составляющую конвективного теплообмена с поверхностью, омываемой струей, и дополнительно учесть тепло, вносимое в помещение последним элементарным объемом $к$ струи (рис. I.13, *б*). Расход воздуха в элементарном объеме $к$ струи равен:

$$L_к = \Sigma\Delta L_n + L_0. \tag{I.86}$$

В общем случае когда температура уходящего из помещения воздуха $t_{ух}$ не равна $t_в$, количество тепла, перенесенного массами воздуха, запишем в виде

$$L_к (c\rho)_в t_к - \Sigma\,\Delta L_n (c\rho)_в t_в - L_0 (c\rho)_в t_{ух} = \\ = (L_к - L_0)(c\rho)_в (t_к - t_в) + L_0 (c\rho)_в (t_к - t_{ух}) = \\ = L_к (c\rho)_в (t_к - t_в) + L_0 (c\rho)_в (t_в - t_{ух}), \tag{I.87}$$

где L_0 — количество приточного и удаляемого воздуха.

Уравнение теплового баланса воздуха помещения (I.82) в общем случае имеет вид

$$\Sigma\alpha_{к,i}(\tau_i - t_в)F_i + \Sigma L_к (c\rho)_в (t_к - t_в) + \\ + \Sigma L_0 (c\rho)_в (t_в - t_{ух}) \pm Q = 0. \tag{I.88}$$

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 неизотермических 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 (I.85) отсутствием последнего слагаемого конвективного теплообмена с поверхностью. Для простейших случаев движения свободной ненастилающейся струи в помещении получены обобщенные зависимости [11], и прибегать в расчетах к разбивке струи на элементарные объемы нет необходимости.

Полная система уравнений общего теплообмена

В общем теплообмене в помещении участвуют все поверхности, воздух помещения и воздушные струи. Температурное состояние каждого элемента, участвующего в теплообмене, можно определить решением системы уравнений теплового баланса всех характерных поверхностей, воздуха, а в общем случае и элементарных поверхностей и объемов нестилающихся струй воздуха.

Рассматривая полную физико-математическую задачу о теплообмене в помещении, примем систему уравнений, состоящую из уравнений теплового баланса поверхностей *а* и элементарных поверхностей *б* [по (I.79) и (I.80)], объемов струи *в* [по (I.85)] и воздуха помещения *г* [по (1.88)] в виде:

$$\left.\begin{aligned} F_i \frac{\varepsilon_i}{1-\varepsilon_i} C_0 b_{i-\text{эф},i} (\tau_i - \tau_{\text{эф},i}) + \\ + \alpha_{\text{к},i} (\tau_i - t_{\text{в}}) F_i + K'_i (\tau_i - t_{\text{ср}i}) F_i \pm Q_i = 0; \\ \Sigma F_i \varphi_{i-j} C_0 b_{\text{эф}.i-\text{эф}.j} (\tau_{\text{эф}.i} - \tau_{\text{эф}.j}) + \\ + F_i \frac{\varepsilon_i}{1-\varepsilon_i} C_0 b_{\text{эф}.i-i} (\tau_{\text{эф}.i} - \tau_i) = 0; \end{aligned}\right\} \text{(а)} \quad \text{(I.89)}$$

$$\left.\begin{aligned} \Delta F_n \frac{\varepsilon_n}{1-\varepsilon_n} C_0 b_{n-\text{эф}.n} (\tau_n - \tau_{\text{эф}.n}) + \\ + \alpha_{\text{к}.n} (\tau_n - t_n) \Delta F_n + K'_n (\tau_n - t_{\text{ср}.n}) \Delta F_n \pm Q_n = 0; \\ \Sigma \Delta F_n \varphi_{n-j} C_0 b_{\text{эф}.n-\text{эф}.j} (\tau_{\text{эф}.n} - \tau_{\text{эф}.j}) + \\ + \Delta F_n \frac{\varepsilon_n}{1-\varepsilon_n} C_0 b_{\text{эф}.n-n} (\tau_{\text{эф}.n} - \tau_n) = 0; \end{aligned}\right\} \text{(б)} \quad \text{(I.89)}$$

$$L_{n-1} (c\rho)_{\text{в}} (t_{n-1} - t_n) + \Delta L_n (c\rho)_{\text{в}} (t_{\text{в}} - t_n) + \\ + \alpha_{\text{к}.n} (\tau_n - t_n) \Delta F_n = 0; \quad \text{(в)} \quad \text{(I.89)}$$

$$\Sigma \alpha_{\text{к}i} (\tau_i - t_{\text{в}}) + \Sigma L_{\text{к}} (c\rho)_{\text{в}} (t_{\text{к}} - t_{\text{в}}) + \\ + \Sigma L_0 (c\rho)_{\text{в}} (t_{\text{в}} - t_{\text{ух}}) \pm Q_{\text{в}} = 0. \quad \text{(г)} \quad \text{(I.89)}$$

Граничные условия для решения системы обычно заданы в виде температур внешних сред $t_{ср.i}$, $t_{ср.n}$, начальной температуры t_0 и расхода L_0 приточного воздуха, температуры уходящего воздуха $t_{ух}$ и дополнительных источников или стоков тепла Q_i, Q_n и $Q_в$. Искомыми в этом случае являются температуры поверхностей τ_i, элементарных поверхностей τ_n, элементарных объемов воздуха настилающихся струй t_n и воздуха $t_в$ основного объема помещения. В зависимости от цели расчета могут быть и другие сочетания заданных и искомых величин. Системой уравнений (I.89) можно воспользоваться для решения задач по расчету теплообмена при значительной неравномерности распределения температуры по высоте и в плане помещения, что специфично для промышленных зданий. В этом случае весь объем воздуха помещения следует разбить на элементарные объемы, как это было сделано выше для настилающихся струй.

Система в виде (I.89) достаточно сложна. При расчетах общего теплообмена в помещении тепловой баланс отдельных поверхностей обычно допускается записывать не двумя уравнениями (I.79) и (I.80), а одним — вида (I.81). Но и в этом случае система остается сложной. Кроме того, коэффициенты в уравнениях зависят от искомых температур, что делает возможным проведение расчетов только последовательным приближением. Полную систему уравнений общего теплообмена в помещении наиболее удобно решать на электрической аналоговой модели или на ЭВМ. Методика такого расчета рассмотрена ниже.

Упрощенные уравнения общего теплообмена

Для характеристики общей температурной обстановки в помещении достаточно иметь средние значения температуры трех групп поверхностей (нагревающих, охлаждающих и нейтральных) и воздуха. В этом случае для всех поверхностей, относящихся к одной категории, можно составить одно уравнение теплового баланса. В систему уравнений общего теплообмена в помещении войдут уравнения теплового баланса для всех обогревающих поверхностей, для всех поверхностей (нейтральных в тепловом отношении) внутренних ограждений, уравнения для всех теплотеряющих ограждений (охлаж-

дающих) и уравнение для воздуха помещения. При расчете теплообмена в помещении обычно задают температуры внутренних поверхностей наружных ограждений и воздуха. В этом случае достаточно решить систему из двух уравнений для получения температуры или площади обогревающей поверхности и средней температуры поверхностей внутренних ограждений.

Особенность составления уравнений характерных групп поверхностей состоит в определении для них значений коэффициентов и других параметров процесса. Необходимо определить коэффициенты облученности со всех поверхностей одной категории на поверхности другой категории, найти осредненные значения коэффициентов приведенного излучения, конвективного теплообмена, теплопередачи и т. д.

Решение системы из двух уравнений так же, как и полной системы, оказывается неудобным в инженерной практике, поэтому желательно дальнейшее упрощение расчетной схемы.

Температуры поверхностей наружных ограждений $\tau_в$ и воздуха помещения $t_в$ регламентированы нормами, поэтому при расчете теплообмена ими задаются. Температура поверхностей внутренних ограждений, необходимая только для оценки комфортности условий в помещении, может быть принята равной температуре воздуха. Искомой величиной расчета оказывается одна только температура $\tau_п$ (или площадь $F_п$) обогревающей или охлаждающей) поверхности. Необходимость определения одной неизвестной обусловливает возможность замены системы уравнений теплообмена в помещении одним уравнением.

Полное количество тепла $Q_п$, отдаваемое панелью и равное сумме ее лучистой и конвективной составляющих [6], для этого случая может быть записано так:

$$Q_п = [C\Phi b(\tau_п - \tau_{н.о}) + \alpha_{к.п}(\tau_п - t_в)]F_п = \\ = [\alpha'_{л.п}(\tau_п - \tau_{н.о}) + \alpha_{к.п}(\tau_п - t_в)]F_п, \qquad (I.90)$$

где C — приведенный коэффициент излучения, $C = C_0\varepsilon_{п-н.о}$; b — температурный коэффициент при теплообмене между панелью и наружным ограждением; Φ — коэффициент полной облученности с панели на поверхность наружных ограждений, он равен сумме коэффициентов прямой и косвенной (за счет отражения от поверхностей

внутренних ограждений) облученности с панели на наружные ограждения. Его можно приближенно определить по формуле

$$\Phi = \frac{F_{н.о}/F_п - \varphi^2}{F_{н.о}/F_п - 2\varphi + 1}, \qquad (I.91)$$

$F_п$, $F_{н.о}$ — площади соответственно панели и наружных ограждений; $\alpha_{к.п}$, $\alpha_{л.п}$ — коэффициенты соответственно конвективного и лучистого теплообмена на поверхности панели.

Метод расчета лучистого, конвективного и струйного теплообмена в помещении на электрических моделях и ЭВМ

Теплообмен в помещении можно представить в виде графической схемы (рис. I.14), лучи на которой показывают направление теплообмена и связь обменивающих-

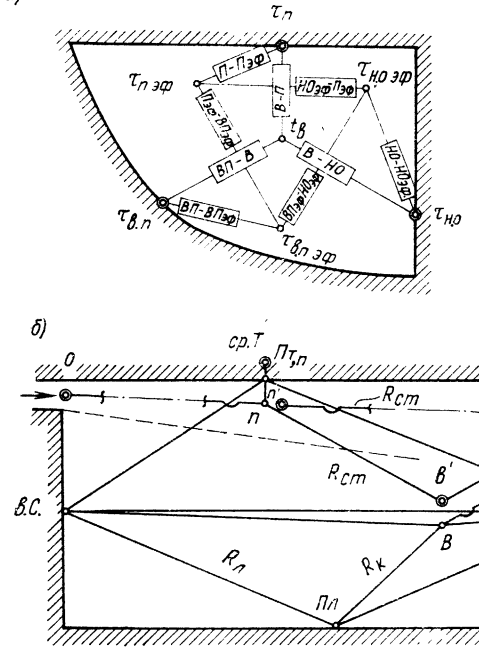


Рис. I.14. Схема общего теплообмена в помещении

а — схема лучисто-конвективного теплообмена с учетом многократного отражения; *б*—схема лучисто-конвективного и струйного теплообмена (с настилающейся струей) без учета многократного отражения

ся теплом элементов. Поток тепла между элементами схемы можно записать в виде общего уравнения

$$Q_{i-j} = \frac{1}{R_{i-j}}(t_i - t_j), \qquad (I.92)$$

где R_{i-j} — сопротивление теплообмену между элементами i и j.

Обмен теплом излучением с учетом многократного отражения в формулах (I.79) и (I.80) определяется двумя сопротивлениями теплообмену. Сопротивление лучистому $R_{л}$ теплообмену за счет разности эффективных температур двух поверхностей по (I.79).

$$R_{i,эф-j,эф} = \frac{1}{C_0 F_i \varphi_{i-j} b_{i,эф-j,эф}} \tag{I.93}$$

и сопротивление лучистому теплообмену за счет разности эффективной и собственной температуры поверхности по (I.80).

$$R_{i,эф-i} = \frac{1-\varepsilon_i}{C_0 F_i \varepsilon_i b_{i,эф-i}} . \tag{I.94}$$

Исходя из уравнения (I.79) сопротивление конвективному $R_{к}$ теплообмену поверхности с воздухом $R_{в-i}$ получим в виде

$$R_{в-i} = \frac{1}{F_i \alpha_{к,i}} , \tag{I.95}$$

а сопротивление теплопередаче $R_{т}$ от внутренней поверхности ограждения через его толщу к внешней среде $R_{i-ср,i}$ равно:

$$R_{i-ср,i} = \frac{1}{K'_i F_i} . \tag{I.96}$$

При струйном теплообмене, связанном с перемешиванием масс воздуха [уравнение (I.85)], сопротивления струйного $R_{ст}$ теплообмена $R_{n-1,п}$ и $R_{в,n}$ получим в виде

$$R_{n-1,n} = \frac{1}{L_n (c\rho)_в} ; \quad R_{в,n} = \frac{1}{\Delta L_n (c\rho)_в} . \tag{I.97}$$

При расчете лучистого теплообмена по уравнению (I.81), в котором не учитывается многократное отражение, сопротивление теплообмену излучением равно:

$$R_{i-j} = \frac{1}{\varepsilon_{i-j} C_0 F_i \varphi_{i-j} b_{i-j}} . \tag{I.98}$$

На рис. I.14, *а* показана плоская схема лучисто-конвективного теплообмена с учетом многократного отра-

жения в помещении, которое обогревается потолочной панелью $п$ и теряет тепло через наружное ограждение $н.о$; на рис. I.14, $б$ — схема теплообмена без учета многократного отражения в помещении, которое обогревается настилающейся на потолок струей нагретого воздуха. На схеме выборочно обозначены сопротивления теплообмену излучением $R_л$, конвекцией $R_к$, теплопроводностью $R_т$ и сопротивление струйному теплообмену $R_{ст}$, которые связывают между собой элементы, участвующие в теплообмене.

Во второй схеме (см. рис. I.14, $б$) следует обратить внимание на соединения-связи, отображающие теплообмен объемов воздуха. Каждый объем воспроизводится на схеме двумя узлами. Один, основной, узел соединен сопротивлением струйного теплообмена с предшествующим (по направлению движения воздуха) объемом. С последующим объемом соединен второй (неосновной) узел. Температуры в обоих узлах равны. Только в одном (основном) ее определяют, а во втором задают в процессе расчета на модели или ЭВМ. Такая схема соединений обусловлена уравнением (I.85), в котором есть слагаемое с разностью температур $(t_{n-1}—t_n)$ и нет слагаемого с разностью $(t_n—t_{n+1})$. Аналогичная схема соединений в точке B, что соответствует уравнению баланса тепла объема воздуха в помещении (I.88). Второй узел точки K (последнего элементарного объема струи) соединен сопротивлениями с точкой B [см. уравнение (I.88)].

Изложенные принципы позволяют построить электрическую модель теплообмена, воспроизводящую лучисто-конвективный и струйный теплообмен. Наряду с методом электротепловой аналогии для расчетов сложного теплообмена в помещении удобно использовать численные методы с помощью ЭВМ.

Система (I.89), как правило, включает в себя до 25 уравнений, и для ее решения нужно пользоваться ЭВМ малых моделей, например типа «Наири». Эта машина имеет стандартную программу для решения системы линейных уравнений. Нелинейность коэффициентов учитывают последовательным приближением промежуточных результатов к решению с заданной степенью точности.

Изложенная методика может быть использована для расчета теплообмена при любых воздушных потоках в

помещении, если будут известны необходимые для составления балансовых уравнений данные об аэродинамике и геометрии потоков воздуха. Пока что расчетами нельзя определить границы и интенсивность потоков воздуха общей циркуляции в помещении. Они могут быть получены только путем непосредственного физического моделирования на воздушных и водяных моделях (с помощью подкрашивания или задымления потоков, используя индикаторы и т. д.).

В связи с этим представляется возможным совместное использование изложенного способа расчета общего теплообмена в помещении и метода непосредственного физического моделирования воздушных потоков для решения сложных задач расчета тепло- и массообмена, в том числе в промышленных зданиях.

На электрической модели и на ЭВМ «Наири» решено несколько задач. Представляет интерес следующий пример расчета теплообмена в помещении.

Пример. Требовалось рассчитать общий теплообмен в помещении при различных системах отопления. Помещение размером 5×4×3 м расположено в среднем этаже здания, имеет одну наружную стену [$K_{н.с}$= =0,96(0,83)] и окно [$K_{ок}$=2,67(2,3)].

Рассматривали **три** возможных способа обогрева помещения: 1) потолочное панельно-лучистое отопление; 2) отопление струей нагретого воздуха, настилающейся на потолок; 3) воздушное отопление с подачей воздуха свободной (ненастилающейся) струей.

Во всех расчетах были приняты постоянными температуры внутреннего $t_в$=20° С и наружного $t_н$=—30° С воздуха.

Варьировали: для способа обогрева 1 — размер (в глубину помещения) панели, расположенной около наружной стены на всю ширину комнаты, для способов обогрева 2 и 3 — кратность воздухообмена Кр. Кроме того, задачи для 1-го и 2-го способов рассчитывали при двух условиях: I — без учета многократного отражения, когда лучистый баланс поверхностей вычисляется по одному уравнению (I.85), и II — с учетом многократного отражения, когда лучистый теплообмен поверхностей определяется с помощью двух уравнений (I.83) и (I.84), и при этом расчетом устанавливали две температуры поверхности (истинную температуру поверхности и условную эффективную ее температуру).

Таблица I.2. **Результаты расчета лучисто-конвективного теплообмена в помещении при потолочном панельно-лучистом отоплении (первый способ обогрева)**

Рассчитываемые параметры	Обозначение параметра	Площадь потолка, занятая греющей панелью									
		1/5 $F_{пт}$		2/5 $F_{пт}$		3/5 $F_{пт}$		4/5 $F_{пт}$		$F_{пт}$	
		Условия расчета									
		I	II	I	II	I	II	I	II	I	II
Температура и эффективная температура поверхностей:											
панели	$\tau_{п}$	42	43,8	31,6	33,2	28,1	29,2	26	27,2	25,3	26
	$\tau_{эф.п}$		40,6		31,4		27,8		26		25,1
наружного ограждения	$\tau_{н.о}$	15	14,5	14,5	14,5	14,7	14,2	15	14	15,8	14,2
	$\tau_{эф.н.о}$		15,6		15,2		15,4		15,4		15,4
окна	$\tau_{ок}$	10,1	9,8	10	9,9	9,7	9,8	9,9	9,6	9,8	9,8
	$\tau_{эф.ок}$		10,4		11		10,4		10,5		10,4
пола	$\tau_{пл}$	18,85	19,75	20,3	20,3	20,5	20,45	20,8	20,5	20,4	40,65
	$\tau_{эф.пл}$		19,75		20,3		20,5		20,5		20,7

внутренних стен	$\tau_{в.с,1}$	19,8	19,7	20,3	20,3	20,5	20,4	20,7	20,45	20,5	20,65
	$\tau_{эф.в.с,1}$		19,7		20,3		20,4		20,5		20,7
	$\tau_{в.с,2}$	19,5	19,3	19,8	19,7	19,9	19,9	20,4	20,15	20,4	20,6
	$\tau_{эф.в.с,2}$		19,3		19,7		19,8		20,2		20,15
	$\tau_{в.с,3}$	19,8	19,7	20,3	20,3	20,5	20,4	20,7	20,45	20,5	20,65
	$\tau_{эф.в.с,3}$		19,7		20,3		20,4		20,5		20,7
потолка	$\tau_{пт}$	19,5	19,4	19,8	19,9	19,9	19,85	19,9	19,9	—	—
	$\tau_{эф.пт}$		19,35		19,9		19,85		19,9		—
Температура воздуха	$t_в$	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
Радиационная температура помещения	t_R	19,34	19,23	19,84	19,95	20,65	20,74	20,76	20,74	20,59	20,77
Температура помещения	$t_ц$	19,67	19,62	19,92	19,98	20,32	20,37	20,38	20,37	20,29	20,38
Коэффициент полной облученности											
по формуле (I.31)	Φ	0,875	—	0,738		0,597		0,517		0,448	
рассчитанный	Φ	0,856	—	0,732		0,607		0,52		0,477	

Таблица I.3. **Результаты расчета лучисто-конвективного теплообмена в помещении при отоплении струей нагретого воздуха, настилающейся на потолок (второй способ обогрева)**

Рассчитываемые параметры	Обозначение параметра	Кратность воздухообмена в помещении Кр					
		0,5		2		5	
		Условия расчета					
		I	II	I	II	I	II
Температура в струе	$t_{0,пр}$	88	88,9	37,8	37,6	27	27,04
	t_1	37,4	37,6	25,1	25,5	22,9	22,85
	t_2	30,3	30,6	24	24,2	21	21,3
	t_3	28	27,7	22,8	23	20,95	21,1
	t_4	25,5	26	22,3	22,6	20,8	20,95
	t_5	24,2	25,1	22,2	22,4	20,6	20,8
Температура и эффективная температура поверхностей: потолка	τ_1	27,4	28,4	21,2	21,7	—	19,9
	$\tau_{эф,1}$	—	27,1	—	21,2	19,6	19,6
	τ_2	23,8	24,6	20,4	21	—	19,6
	$\tau_{эф,2}$	—	23,7	—	20,6	19,6	19,1
	τ_3	23	23	19,8	20,3	—	19,2
	$\tau_{эф,3}$	—	22,4	—	19,9	18,9	18,5
	τ_4	21,4	21,8	19,2	19,6	—	18,6
	$\tau_{эф,4}$	—	21,1	—	19,4	18,4	18,3
	τ_5	20,1	20,6	18,7	19,2	—	18
	$\tau_{эф,5}$		20,1		18,8	17,75	17,73
	$\tau_{пт}$	23,14	23,68	19,86	20,36	18,75	19,06
	$\tau_{эф,пт}$		22,8		19,95		18,65
наружного ограждения	$\tau_{н.о}$	9,8	10,3	10,2	10,2	10,5	10,5
	$\tau_{эф,н.о}$		11,5		11,6		11,8
внутренней поверхности	$\tau_{в.п}$	18,6	19,5	18,4	18,7	17,9	18
	$\tau_{эф,вп}$		19,5		18,5		18
Температура воздуха	$t_в$	20	20	20	20	20	20
Радиационная температура помещения	t_R	18,45	19,44	18,04	18,09	17,34	17,39
Температура помещения	$t_п$	19,22	19,72	19,02	19,04	18,67	18,69

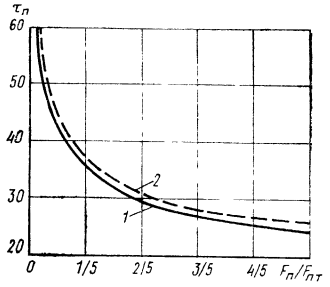


Рис. I.15. Зависимость температуры панели отопления от ее относительной (к поверхности потолка) площади

1 — для условий I; *2* — то же, II

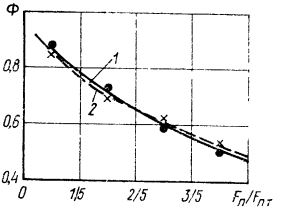


Рис. I.16. Зависимость коэффициента полной облученности от относительной площади потолка, занимаемой нагретой панелью

1 — по формуле (I.91); *2* — по данным полного расчета

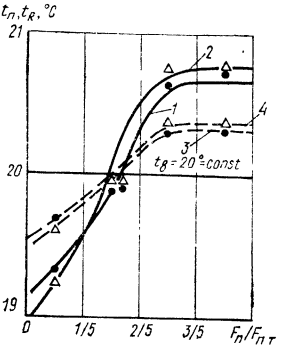


Рис. I.17. Зависимость температурных условий t_R и $t_п$ в помещении от относительной площади потолка, занимаемой панелью отопления, при постоянной температуре помещения ($t_в = 20°$ С)

1 — t_R при условии I; *2* — то же, при условии II; *3* — $t_п$ при условии I; *4* — то же, при условии II

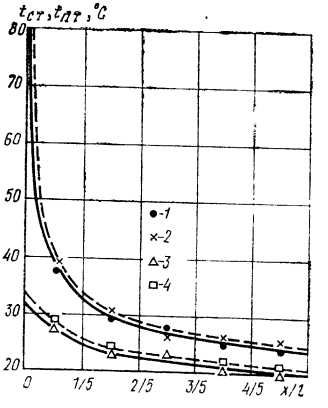


Рис. I.18. Изменение температуры настилающейся струи и поверхности потолка по направлению движения воздуха при кратности воздухообмена $Kp = 0{,}5$.

Температура воздуха в струе: *1* — при условии I; *2* — то же, II; температура поверхности потолка: *3* — при условии I; *4* — то же, II

Таблица I.4. **Результаты расчета лучисто-конвективного (третий способ**

Рассчитываемые параметры		Температура приточного воздуха	Температура потол		
Обозначение параметра		$t_{пр}$	τ_1	τ_2	τ_3
Кратность воздухообмена	0,5	87,5	18,8	18,5	18,1
	2	36,95			
Kp	5	26,75			

При расчете вариантов панельно-лучистого отопления учитывали все поверхности помещения. Результаты расчетов для пяти размеров панели потолочного лучистого отопления приведены в табл. I.2.

При расчете вариантов обогрева с настилающейся струей (способ обогрева *2*) внутренние поверхности пола и стен принимали за одну внутреннюю поверхность (в. п.), поверхности окна и наружной стены учитывали как одну поверхность наружного ограждения (н. о.). Настилающуюся плоскую струю и поверхность потолка разбивали на пять элементов одинаковой протяженности. Результаты расчетов для трех вариантов воздухообмена даны в табл. I.3.

При воздушном отоплении рассматривали только условия I для трех значений Kp: 0,5; 2; 5 (табл. 1.4).

Графическая зависимость температуры панели отопления от ее относительной площади по данным расчета (см. табл. 1.2) для условий *I* и *II* показана на рис. I.15. Из этих данных видно, что без учета многократного отражения температура панели при расчете получается несколько заниженной (примерно на 1,8° С), однако эта разница не выходит за пределы допустимой погрешности (4%). Сопоставление значений коэффициента полной облученности Φ, найденного по приближенной аналитической формуле (I.91) и по данным точного расчета (рис. 1.16), показывает их хорошую сходимость. При постоянной температуре воздуха с увеличением площади панели отопления температурная

теплообмена в помещении при воздушном отоплении обогрева)

поверхностей				Температура воздуха	Радиационная температура помещения	Температура помещения
ка		н.о.	в.п.			
τ_4	τ_5	$\tau_{н.о.}$	$\tau_{в.п.}$	$t_в$	t_R	$t_п$
17,8	17,4	10,6	17,85	20	17,11	18,55

обстановка в помещении значительно улучшается (рис. I.17): увеличивается радиационная температура t_R (на 1,6° С) и температура помещения $t_п$ (примерно на 0,8° С).

При отоплении помещения настилающейся на потолок струей теплого воздуха температура воздуха в струе $t_{ст}$ и температура поверхности потолка $\tau_{пт}$ заметно изменяются (рис. I.18). Температура приточного воздуха в расчете без учета многократного отражения (условия *I*) оказывается несколько ниже (примерно на 0,8° С), чем для условий *II*, но эта разница составляет около 1% и не выходит за пределы допустимой погрешности расчета. Таким образом, анализ данных для вариантов *1* и *2* позволяет сделать вывод о возможности проведения инженерных расчетов без учета многократного отражения *I*, что значительно упрощает решение задач.

Представляет интерес сопоставление общей температурной обстановки в помещении при различных способах отопления. Как видно из рис. I.19, постоянная температура воздуха $t_в$ не означает, что постоянной будет температурная обстановка в помещении. Наихудшими оказываются температурные условия при воздушном отоплении, когда при $t_в=20°$ С t_R и $t_п$ составляют всего соответственно 17,11 и 18,55° С. При обогреве помещения настилающейся струей теплого воздуха температурные условия более благоприятные, чем при воздушном отоплении, причем с увеличением воздухо-

обмена температурная обстановка в помещении ухудшается и приближается к условиям, которые создаются при воздушном отоплении. Наилучшими в отношении комфортности, как уже отмечалось, оказываются температурные условия, которые складываются в случае развитой поверхности нагретой панели.

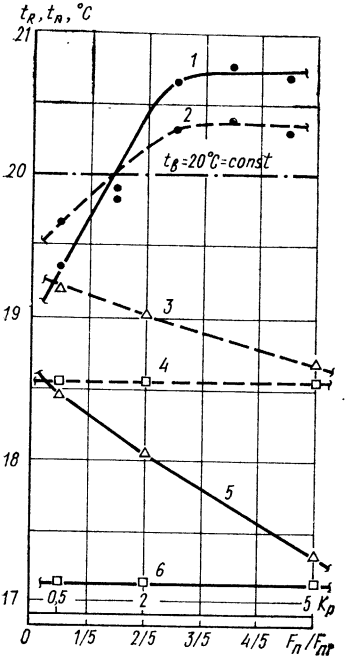


Рис. I.19. Сопоставление температурных условий t_R и $t_п$ в помещении с постоянной температурой воздуха при различных способах его обогрева (при условии расчета I)

Способ обогрева: панельно-лучистое, потолочное отопление: *1* — t_R; *2* — $t_п$; отопление настилающейся струей теплого воздуха; *3* — t_R; *4* — $t_п$ воздушное отопление: *5* — t_R; *6* — $t_п$

Возможность упрощения расчетов при рассмотрении лучистого теплообмена без учета многократного отражения подтвержден результатами решения серии задач, в которых варьировали радиационные свойства поверхностей в помещении. Оказалось, что в пределах обычных для помещения температур практически при любых сочетаниях значений коэффициентов излучения поверхностей погрешность общего теплообмена при условии I не выходит за пределы 3—5%.

I.6. ГИГИЕНИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА КОМФОРТНОСТИ И РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ ОБСТАНОВКИ ПОМЕЩЕНИЯ

Условия теплового комфорта в помещении

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. Могут быть зоны оптимальных и допустимых внутренних условий [17] комфортности, они определяются СНиП.

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 $t_в$ и радиационной температуры помещения t_R. Имеется в виду радиационная температура помещения t_R, определенная относительно человека, находящегося в середине помещения:

$$t_R = \Sigma\, t_i\, \varphi_{ч-i}, \qquad (I.99)$$

здесь $\varphi_{ч-i}$ — коэффициенты облученности с поверхности человека (ч) в сторону окружающих его поверхностей, имеющих температуру t_i. Их определяют по графикам (рис. I.20), построенным И. И. Шаркаускасом на основании данных светового моделирования[1].

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

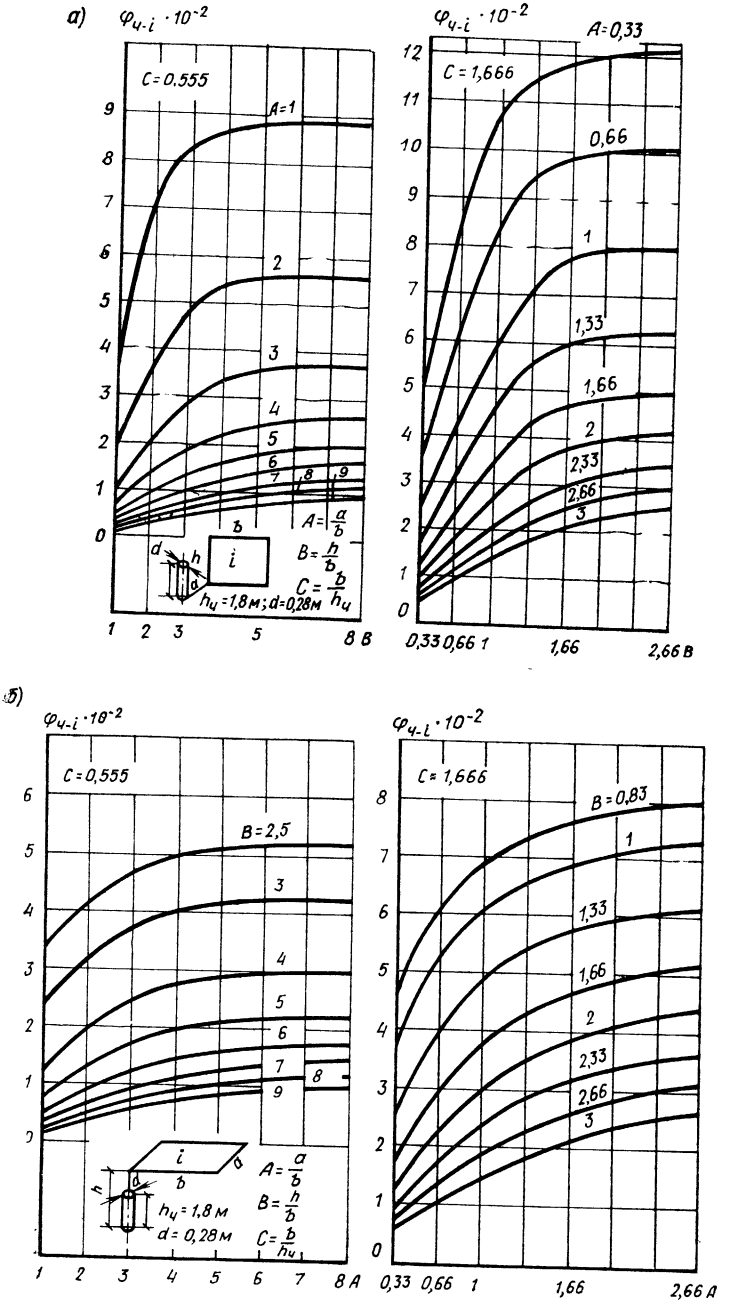
$$t_R = 1{,}57\, t_п - 0{,}057\, t_в \pm 1{,}5. \qquad (I.100)$$

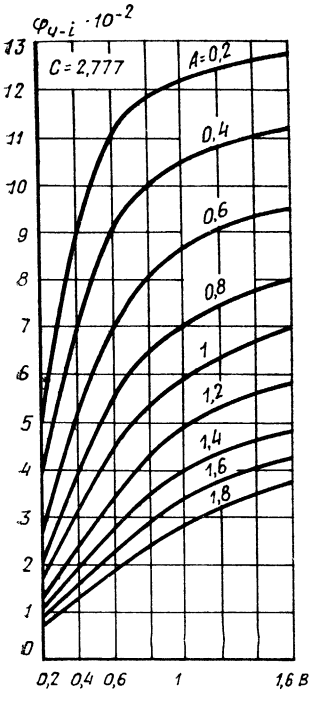
Условиям благоприятной эксплуатации помещений в холодное время соответствуют следующие значения температуры помещения $t_п$, °С, в формуле (I.100): при покое — около 23, при легкой работе — около 21, при умеренной — около 18,5 и при тяжелой — около 16.

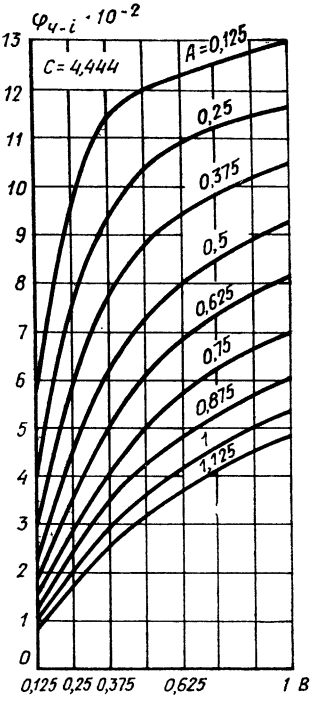
Для летнего режима жилых и общественных зданий

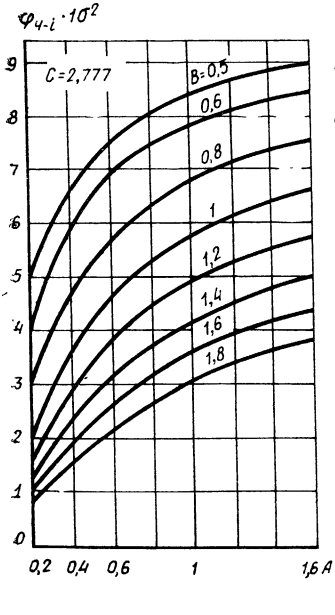
$$t_R = 1{,}5\, t_п - 0{,}5\, t_в \pm 1{,}5. \qquad (I.101)$$

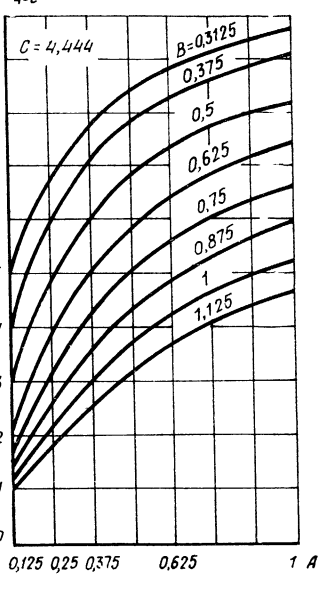
[1] На модели сложная форма тела человека была заменена эквивалентным по площади цилиндром высотой 1,8 м и диаметром 0,28 м.


а)
$\varphi_{ч\text{-}i} \cdot 10^{-2}$
C = 0,555
A = 1
2
3
4
5
6
7
8
9
b
i
d
h
a
$A = \frac{a}{b}$
$B = \frac{h}{b}$
$C = \frac{b}{h_ч}$
$h_ч$ = 1,8 м; d = 0,28 м
1 2 3 5 8 B
$\varphi_{ч\text{-}i} \cdot 10^{-2}$
C = 1,666
A = 0,33
0,66
1
1,33
1,66
2
2,33
2,66
3
0,33 0,66 1 1,66 2,66 B
б)
$\varphi_{ч\text{-}i} \cdot 10^{-2}$
C = 0,555
B = 2,5
3
4
5
6
7
8
9
i
b
d
h
$A = \frac{a}{b}$
$B = \frac{h}{b}$
$C = \frac{b}{h_ч}$
$h_ч$ = 1,8 м
d = 0,28 м
1 2 3 4 5 6 7 8 A
$\varphi_{ч\text{-}i} \cdot 10^{-2}$
C = 1,666
B = 0,83
1
1,33
1,66
2
2,33
2,66
3
0,33 0,66 1 1,66 2,66 A


$\varphi_{ч-i} \cdot 10^{-2}$
C = 2,777
A=0,2
0,4
0,6
0,8
1
1,2
1,4
1,6
1,8
0,2 0,4 0,6 1 1,6 B


$\varphi_{ч-i} \cdot 10^{-2}$
C = 4,444
A=0,125
0,25
0,375
0,5
0,625
0,75
0,875
1
1,125
0,125 0,25 0,375 0,625 1 B


$\varphi_{ч-i} \cdot 10^{-2}$
C = 2,777
B=0,5
0,6
0,8
1
1,2
1,4
1,6
1,8
0,2 0,4 0,6 1 1,6 A


$\varphi_{ч-i} \cdot 10^{-2}$
C = 4,444
B=0,3125
0,375
0,5
0,625
0,75
0,875
1
1,125
0,125 0,25 0,375 0,625 1 A

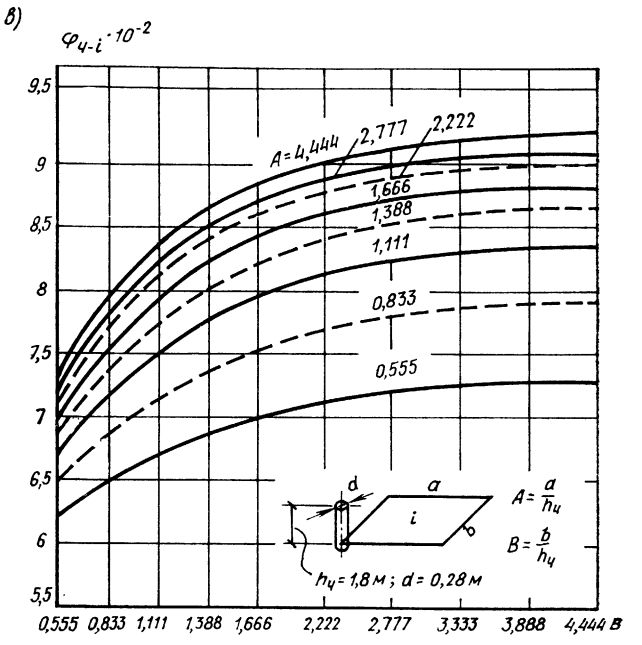


Рис. I.20. Коэффициенты облученности с человека на поверхности помещения

а — на стены; *б* — на потолок; *в* — на пол

Для теплого времени года $t_п$,°С, равна: при легкой работе или покое — около 26 (или немного больше), при умереннной работе — около 24, при тяжелой — около 22.

В формулах (I.100) и (I.101) возможно приближенное отклонение от средних значений, равное $\pm 1{,}5$° С.

На рис. I.21 графически показано первое условие комфортности для зимы и лета при разной физической нагрузке человека. С помощью этого графика или формул (I.100) и (I.101) 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.

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

К радиационному нагреву наиболее чувствительна поверхность головы. Радиационные условия в помеще-

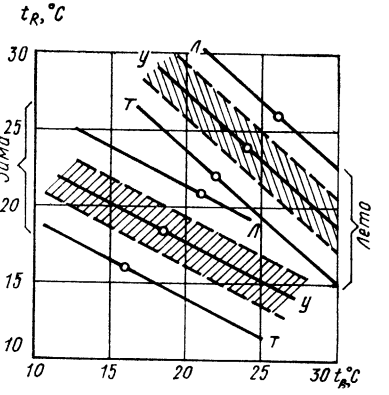


Рис. I.21. График определения условий комфортности температурной обстановки (первое условие) в помещении

Т — тяжелая; *У* — умеренная; *Л* — легкая работа (область допустимых отклонений температур показана штриховкой только для умеренной работы)

нии должны быть такими, чтобы любая элементарная площадь поверхности головы отдавала излучением окружающим поверхностям не менее 11,6 Вт/м² (10 ккал/м²·ч). Эта цифра принята как средняя из анализа многочисленных экспериментальных данных и рекомендаций гигиенистов.

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:

$$\tau_{\text{п}}^{\text{доп}} \leqslant 19{,}2 + 8{,}7/\varphi_{\text{ч-п}}, \qquad \text{(I.102)}$$

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

$$\tau_{\text{п}}^{\text{доп}} \leqslant 29{,}3 + 2{,}7/\varphi_{\text{ч—п}}. \qquad \text{(I.103)}$$

Допустимую теплоотдачу излучением в сторону холодной поверхности панели $q_{\text{ч}}^{\text{л}}$ примем равной 69,6 Вт/м² [60 ккал/(м²·ч)]. Эта цифра получена расчетом из условия нормируемого перепада температуры для поверх-

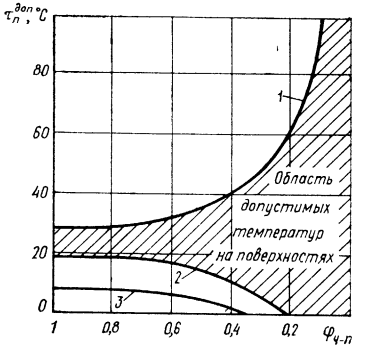


Рис. I.22. Допустимые температуры на нагретых (*1*) и охлажденных (*2*) поверхностях и поверхности окна (*3*) (второе условие комфортности в помещении)

ностей наружных ограждений в холодный период года. Допустимая температура на холодных поверхностях в помещении при этом будет равна:

$$\tau_{\text{п}}^{\text{доп}} \geqslant 23 - 5/\varphi_{\text{ч—п}}. \qquad \text{(I.104)}$$

Уравнение (I.104) также является составляющей второго условия комфортности. Совершенно очевидно, что наряду с выполнением условия (I.104) следует учитывать недопустимость конденсации водяных паров на холодной поверхности.

При расчете допустимой температуры на внутренней поверхности окна $\tau_{\text{ок}}^{\text{доп}}$ теплоотдача человека излучением должна быть принята несколько большей и равной около $q_{\text{ч}}^{\text{л}} \leqslant 92{,}8$ Вт/м² [80 ккал/(м²·ч)], и тогда

$$\tau_{\text{ок}}^{\text{доп}} \geqslant 14 - 4{,}4/\varphi_{\text{ч—ок}}. \qquad \text{(I.105)}$$

Кривые предельных температур на нагретых (I.102) и охлажденных (I.104) и (I.105) (рис. I.22) поверхностях определяют область допустимых температур поверхностей в помещении в холодный период года.

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 $\tau_{пл}$ зависит от температуры $t_{в.1}$ воздуха в помещении на высоте 1 м и может быть принята [6] равной:

$$\tau_{пл}^{доп} \leqslant 55{,}7 - 1{,}63 t_{в.1}. \qquad (I.106)$$

Использование формулы (I.106) ограничивается предельными значениями $\tau_{пл}$. Эти ограничения учитывают тип обуви. Предельное значение $\tau_{пл}$ для голой ноги при длительном контакте с поверхностью пола равно 32—33° С, для обуви с тонкой подошвой — 36—38° С, и для обуви с толстой подошвой — 45—48° С. Согласно формуле (I.106), например, для условий производственного цеха, где температура воздуха составляет 10° С, температура поверхности пола может быть около 40° С. В подобных расчетах нужно учитывать, что при нагретой поверхности пола температура $t_{в1}$ воздуха на высоте 1 м от него выше температуры воздуха $t_в$ на 1—2° С.

Располагать панели систем летнего охлаждения помещений в плоскости пола и охлаждать поверхность пола не рекомендуется.

Тепловое ощущение человека и потери тепла ногами зависят также от теплофизических свойств покрытия пола (см. гл. VI).

Постановка задачи расчета обогрева — охлаждения помещения

Полная постановка задачи расчета обогрева-охлаждения помещения определяется системой уравнений общего теплообмена в помещении (I.89) и условиями комфортности (I — 100) — (I.106). В простейшем случае приближенного расчета температуры или площади нагревающей (охлаждающей) поверхности вместо системы (I.89) можно использовать одно уравнение теплообмена в помещении — (I.90). В этом случае постановка задачи будет иметь вид

$$\left.\begin{aligned} Q_п &= [\Phi\varepsilon C_0 b (\tau_п - \tau_{н.о}) - \alpha_к (\tau_п - t_в)] F_п; \\ t_R &= f(t_п, t_в, P, \Gamma); \quad \tau_п \geqslant \tau_п^{доп}(\varphi\Gamma), \end{aligned}\right\} \qquad (I.107)$$

где P обозначена степень физической тяжести работы человека, а $Г$ — период года.

Еще более простой оказывается постановка задачи, если воспользоваться формулой (I.40) или (I.41) и уравнение теплообмена панели с помещением $Q_п$ записать относительно температуры помещения $t_п$ или температуры воздуха $t_в$, выразив общий коэффициент лучисто-конвективного теплообмена поверхности панели α в виде (I.41) или (I.43). Последний прием часто используют в условиях массового проектирования теплового режима зданий.

ГЛАВА II

ВЛАЖНОСТНЫЙ РЕЖИМ И ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ОГРАЖДЕНИЯ

Наружные ограждения любых зданий должны предохранять помещения от непосредственных атмосферных воздействий. В общей задаче создания комфортных для человека или оптимальных для технологического процесса условий эти функции ограждений оказываются очень важными.

На внутреннюю поверхность ограждения излучением и конвекцией передается определенное количество тепла. В холодное время года это тепло теряется в сторону внешней среды. Основное сопротивление потере тепла оказывает теплозащита слоев материалов в ограждении. В стационарных условиях теплопередачи все тепло, попавшее на внутреннюю поверхность ограждения, передается наружному воздуху. При нестационарной теплопередаче стены и перекрытия могут аккумулировать часть проходящего через них тепла и в результате тормозить охлаждение или уменьшать перегрев помещений. Интенсивность передачи тепла через ограждения влияет на температуру его внутренней поверхности, определяющей в свою очередь теплообмен в помещении и комфортность внутреннего климата.

Ограждающие конструкции выполняют функции защиты и регулирования воздушного и влажностного режимов помещений. Через них происходит передача влаги и воздуха, но этот процесс не должен приводить к переувлажнению и переохлаждению конструкций.

Повышение влажности ограждений отрицательно сказывается на их теплозащитных свойствах и долговечности.

Основной составляющей процесса передачи тепла из помещения через ограждения наружному воздуху является проводимость тепла через материальные слои толщи ограждения.

II.1. УРАВНЕНИЕ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ И ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ

В строительной теплотехнике задачу теплопроводности часто решают методами, в которых используют конечно-разностную форму записи уравнения. Уравне-

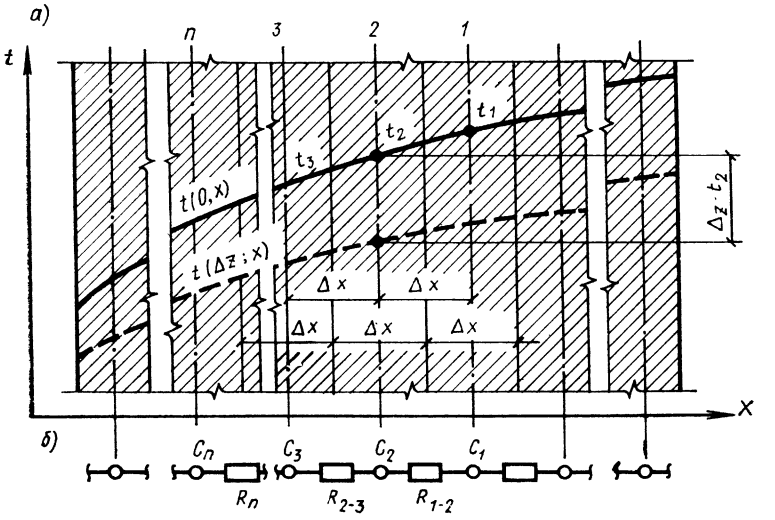


Рис. II.1. К выводу уравнения теплопроводности в конечных разностях

а — разбивка поля на элементарные слои; *б* — тепловая цепочка

ние теплопроводности в конечных разностях для одномерного температурного поля (рис. II.1, *а*) может быть записано как

$$c\rho\frac{\Delta_z t_n}{\Delta z}=\lambda\frac{\Delta_x^2 t_n}{(\Delta x)^2}, \qquad (II.1)$$

где

$$\Delta_x^2 t_n = (t_{n+1} - t_n) - (t_n - t_{n-1}) = \Delta t_{n+1,n} - \Delta t_{n,n-1} = \\ = t_{n+1} - 2t_n + t_{n-1} - \quad \text{(II.2)}$$

вторая конечная разность температур; индекс x показывает, что имеется в виду изменение температуры в пространстве, индекс z — изменение температуры во времени.

При переходе к пределу и замене конечных разностей бесконечно малыми приращениями из (II.1) получаем дифференциальное уравнение Фурье:

$$c\rho \frac{\partial t}{\partial z} = \lambda \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}. \quad \text{(II.3)}$$

Применительно к тепловой цепочке (рис. II.1, *б*) уравнение (II.1) теплового баланса для элементарного слоя n может быть записано в виде

$$C_n \Delta_z t_n = \frac{1}{R_n} \Delta_x^2 t_n \Delta z, \quad \text{(II.4)}$$

где $C_n = c\rho\Delta x_n$ — сосредоточенная тепловая емкость; $R_n = \Delta x_n/\lambda$ — термическое сопротивление между центрами элементарных слоев.

Опуская индексы в выражении (II.4) и преобразуя его, получим

$$\Delta_z t = \frac{\Delta z}{CR} \Delta_x^2 t. \quad \text{(II.5)}$$

Множитель в виде комплекса величин в правой части уравнения является критерием гомохронности процесса, написанным для элементарного слоя Δx, и расчетного интервала времени Δz. После подстановки значений этот множитель можно преобразовать и заменить обозначением критерия гомохронности Фурье:

$$\frac{\Delta z}{CR} = \frac{\Delta z \lambda}{c\rho \Delta x \Delta x} = \frac{\Delta z a}{\Delta x^2} = \mathrm{Fo}_\Delta. \quad \text{(II.6)}$$

Тогда уравнение теплопроводности в конечных разностях примет вид

$$\Delta_z t = \mathrm{Fo}_\Delta \Delta_x^2 t. \quad \text{(II.7)}$$

В этой записи уравнения критерий Fo_Δ является обобщенной пространственно-временно́й координатой про-

цесса, так как его значением определяются изменения искомого параметра и в пространстве и во времени.

Рассмотрим физико-математическую постановку одномерной задачи нестационарной теплопередачи через многослойное ограждение. На рис. II.2 показана схема ограждающей конструкции, на которой обозначены слои (*1*, *2*, *3*) и характерные границы, соответствующие внутренней (I) и внешней (IV) поверхностям и стыкам материальных слоев (II, III) в его толщине.

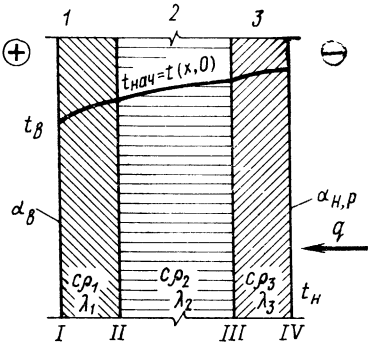


Рис. II.2. Схема многослойного ограждения к рассмотрению полной постановки задачи о нестационарной теплопередаче в многослойном ограждении

В общем случае задача состоит в отыскании изменения температуры $t(z, x)$ и тепловых потоков $q(z, x)$ во времени z и распространения в пространстве x. Начальные условия задают в виде уравнения (таблицы, графика) распределения температуры $t(0, x)$ в момент начала процесса при $z=0$.

Уравнения, характеризующие теплопроводность в толще многослойного ограждения, могут быть записаны в двух вариантах.

Вариант А. Уравнение теплопроводности с переменными по x коэффициентами

$$c\rho(x)\frac{\partial t}{\partial z}=\frac{\partial}{\partial x}\left[\lambda(x)\frac{\partial t}{\partial x}\right], \qquad (II.8)$$

где $c\rho(x)$, $\lambda(x)$ — заданные значения объемной теплоемкости и теплопроводности отдельных материальных слоев в конструкции, ступенчато изменяющиеся от слоя к слою.

В общем случае эти значения теплоемкости и теплопроводности могут быть заданы изменяющимися по определенному закону в пределах каждого слоя, переменными во времени, зависящими от температуры (нелинейные уравнения), и т. д.

Вариант Б. Система дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами. Каждое из уравнений

соответствует отдельному слою с дополнительными условиями на границах-стыках материальных слоев. Для слоя *1*

$$c_1 \rho_1 \frac{\partial t_1}{\partial z} = \lambda_1 \frac{\partial^2 t_1}{\partial x^2}, \qquad (II.9)$$

аналогичные уравнения для слоя *2* и *3*.

На границе *II*, стыке между слоями *1* и *2*, задано граничное условие *IV* рода, которое, как известно, определяется равенством тепловых потоков

$$\lambda_1 \frac{\partial t_1}{\partial x}\bigg|_{II} = \lambda_2 \frac{\partial t_2}{\partial x}\bigg|_{II} \qquad (II.10)$$

и температур

$$t_1|_{II} = t_2|_{II}. \qquad (II.11)$$

Такое же условие на границе *III* — стыке между слоями *2* и *3*. От предполагаемого метода решения зависит целесообразность использования записи уравнений по варианту А или Б.

Граничные условия, кроме (II.10) и (II.11), должны быть записаны на поверхностях *I* и *IV* ограждения, которые соприкасаются с внутренним $t_в$ и наружным $t_н$ воздухом и окружены поверхностями, имеющими температуру $t_{R_в}$ и $t_{R_н}$. Конвективный теплообмен определяется коэффициентом $\alpha_к$, лучистый — $\alpha_л$. Поверхности могут дополнительно облучаться сосредоточенными источниками тепла q (солнцем, нагретой печью в помещении и т. д.), часть которого поглотится поверхностью,

$$q_{погл} = \gamma_п q, \qquad (II.12)$$

где $\gamma_п$ — коэффициент поглощения поверхности для данного излучения.

В общем случае на внешних поверхностях ограждения происходит сложный теплообмен, определяемый условиями II и III рода. На границе I на внутренней поверхности ограждения (индекс в) условие имеет вид:

$$\alpha_{к,в}(t_в - t_1|_I) + \alpha_{л.в}(t_{R,в} - t_1|_I) + \gamma_{п,в} q_в = -\lambda_1 \frac{\partial t_1}{\partial x}\bigg|_I. \qquad (II.13)$$

Для наружной поверхности (н) на границе *IV*

$$\alpha_{к,н}(t_н - t_3|_{IV}) + \alpha_{л\,н}(t_{R,н} - t_3|_{IV}) + \gamma_{п.н} q_н = -\lambda_3 \frac{\partial t_3}{\partial x}. \qquad (II.14)$$

Обычно в помещениях дополнительные источники излучения отсутствуют, и лучисто-конвективный теплообмен учитывают единым коэффициентом теплообмена $\alpha_в$, отнесенным к температуре воздуха $t_в$ (подробно этот вопрос рассмотрен в гл. I). В этом случае запись на внутренней границе *I* упрощается:

$$\alpha_в (t_в - t_1|_I) = -\lambda_1 \frac{\partial t_1}{\partial x}\Big|_I; \qquad (II.15)$$

здесь

$$\alpha_в = \alpha_{к,в} + \alpha_{л,в} \frac{t_{R_в} - t_1|_I}{t_в - t_1|_I}. \qquad (II.16)$$

Подобное упрощение с использованием единого коэффициента теплообмена $\alpha_н$ может быть сделано и в записи граничного условия на наружной поверхности ограждения (II.14). При расчете теплообмена на наружной поверхности летом следует учитывать солнечное излучение, поэтому уравнение на границе IV в общем случае запишем так:

$$\alpha_н (t_н - t_з|_{IV}) + \gamma_{п.н} q = -\lambda_з \frac{\partial t_з}{\partial x}\Big|_{IV}. \qquad (II.17)$$

Часто оказывается удобным заменить смешанное граничное условие *II* и *III* рода, каким является последняя запись, условием *III* рода с температурой $t_{усл.}$:

$$\alpha_н (t_{усл} - t_з|_{IV}) = -\lambda_з \frac{\partial t_з}{\partial x}. \qquad (II.18)$$

Для определения условной температуры наружной среды $t_{усл}$ приравниваем левые части двух последних уравнений:

$$\alpha_н (t_н - t_з|_{IV}) + \gamma_{п.н} q = \alpha_н (t_{усл} - t_з|_{IV}); \qquad (II.19)$$

$$t_{усл} = t_н + \frac{\gamma_{п.н} q}{\alpha_н}. \qquad (II.20)$$

Граничные условия для внутренней и наружной поверхностей ограждения могут быть заданы уравнением одного из трех приведенных видов. Выбор определяется конкретной постановкой задачи и принятыми методами ее решения.

Точность теплотехнического расчета в большей мере зависит от того, насколько правильно выбраны значения теплофизических характеристик материалов конст-

рукции. Они зависят от объемной массы структуры твердой части, ее минералогического состава и, что особенно важно для строительных материалов, влажности. Один и тот же материал при разной влажности имеет совершенно различные свойства проводимости и аккумуляции тепла.

Материал ограждений подвергается увлажнению и высушиванию. Его влагосодержание зависит от внешних и внутренних воздействий, особенностей конструкции, времени их эксплуатации и т. д. Таким образом, чтобы выполнить тепловой расчет ограждения, нужно знать его влажностный режим.

Наиболее правильно влажностное состояние ограждений можно установить на основе понятия «потенциал влажности», которое было предложено в 1952 г. [6]. Ниже рассмотрены только принципиальные положения теоретических и экспериментальных исследований, связанных с потенциалом влажности последних лет, а также предложен метод оценки влажностного состояния материалов в ограждениях эксплуатируемых зданий. Рассмотрение существующих теорий построения процесса и других вопросов влагопередачи дано в работах [6, 16, 23, 43].

II.2. ТЕРМОДИНАМИКА ВЛАЖНОГО МАТЕРИАЛА В ОГРАЖДЕНИИ

Влага, поглощенная материалом, удерживается его твердой частью и воздухом, заполняющим поры. Молекулы воды взаимодействуют с молекулами материала и составляющих воздуха, действуют молекулярные силы поверхностного натяжения.

Наиболее прочно удерживается в материале влага, содержащаяся в малых количествах. В сильно увлажненном материале влага слабо связана с ним и сравнительно свободно перемещается. Энергия связи влаги с материалом зависит от ее количества, вида материала и др. Наиболее полная система энергетической классификации форм влаги и ее связи с материалом предложена акад. П. А. Ребиндером [34].

Процесс влагопередачи в ограждениях зданий зависит от температуры, влажности материалов и окружающих сред, числа слоев конструкции, изменчивости условий влагообмена, а также от физических свойств материалов. Характерной особенностью влагопередачи в

этом случае является периодическое изменение параметров сред на границах конструкции. Перенос влаги происходит через соприкасающиеся слои материалов, часто со значительно различающимися влагосодержаниями, одновременно в условиях положительных и отрицательных температур. Показатели переноса тепла и особенно влаги в материалах при этом значительно изменяются.

Изменение во времени тепловлажностных условий на границах ограждения оказывает качественно различное действие на его температурное и влажностное поля. Инерционность процесса теплопередачи в ограждениях при обычно длительных (в течение года) изменениях условий на их границах незначительна. Переходные температурные состояния быстро стабилизируются, а тепловой режим ограждений представляет собой чередование стационарных состояний со сравнительно небольшими градиентами температуры. Инерционность процесса влагопередачи в ограждениях относительно изменений граничных условий значительна, влагообмен в толще материалов протекает медленно, но их влажность может заметно меняться.

В связи с такой особенностью режима ограждений температурные условия непосредственно и существенно влияют на влагопередачу. В то же время прямое действие медленно перемещающейся влаги на температурное поле пренебрежимо мало, хотя свойство теплопроводности материалов в значительной мере зависит от их влажностного состояния.

Большой диапазон изменения влажности и температуры материалов и сложность граничных условий затрудняют использование для оценки влажностного режима ограждений недостаточно полных теоретических построений, применяемых для расчетов специальных режимов сушки и увлажнения (в узких диапазонах значений температуры и влажности, быстро протекающих во времени).

Несмотря на кажущуюся простоту, для правильной характеристики процесса влагопередачи в ограждениях зданий следует принять наиболее полную физическую постановку задачи, но использовать упрощения, возможные в связи со спецификой режима. Такая постановка необходима для правильного воспроизведения процесса или в конечном итоге для нахождения прос-

того, но достаточно точного метода расчета влажностного состояния ограждения в возможно сложных условиях его работы. Эту задачу можно выполнить, если за основу физико-математического описания процесса принять потенциал влажности. Для обоснования необходимости использовать потенциал влажности в качестве показателя, определяющего состояние влажного

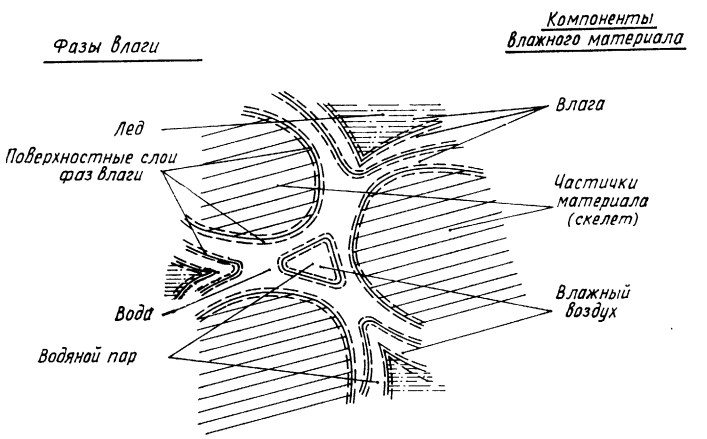


Рис. II.3. Влажный материал как гетерогенная система, состоящая из отдельных компонентов и фаз

материала, воспользуемся термодинамическим методом описания физических процессов, который позволяет без анализа микроявлений и частных закономерностей, многие из которых мало изучены, получить общие представления о состоянии влаги и влагообмене.

Влажный материал — тело неоднородное (рис. II.3). Оно состоит из нескольких компонентов: твердой части (скелета), влаги и воздуха. Влага находится в нескольких фазах: кроме жидкой, парообразной и твердой дополнительно выделяются фазы поверхностных слоев влаги, свойства которых значительно отличаются от свойств внутри объемов воды, пара и льда. Компоненты и фазы влажного материала взаимодействуют между собой, между ними происходит тепло- и массообмен, поэтому элементарный объем влажного материала в ограждении нужно рассматривать как открытую гетерогенную систему. Чтобы определить термодинамику состояния гетерогенной системы, ее нужно разделить

на однородные составляющие (для влажного материала это компоненты и фазы).

Каждая из составляющих может быть определена массой известного химического состава, давлением, объемом, температурой и пр. Не все эти переменные являются независимыми — некоторые связаны между собой.

В термодинамике применяют ряд характеристических функций, определяющих состояние однороных фаз и компонентов, с помощью которых могут быть в явной форме выражены все свойства состояния (внутренняя энергия, энтальпия, свободная энергия и т. д.). Выбор функций определяется конкретными условиями задачи. Изменение любой из них можно определить относительно выбранных независимых переменных.

Состояние влажного материала в ограждении удобно оценивать изменением его свободной энергии F. В качестве независимых переменных при определении F необходимо применять температуру T, объем V и массу m.

Изменение свободной энергии фазы i в элементарном объеме влажного материала равно:

$$dF_i = \frac{\partial F_i}{\partial T_i} dT_i + \frac{\partial F_i}{\partial V_i} dV_i + \frac{\partial F_i}{\partial n_i} dm_i, \qquad \text{(II.21)}$$

где $\partial F_i/\partial T_i = -S_i$ — энтропия фазы; $\partial F_i/\partial V_i = -P_i$ — давление фазы; $\partial F_i/\partial n_i = \mu_i$ — ее химический потенциал.

Приращение свободной энергии dF_i и ее составляющие принимаем в виде удельных значений, отнесенных к единице массы. С учетом принятых обозначений уравнение (II.21) для dF_i переписываем в виде зависимости

$$dF_i = -S_i dT_i - P_i dV_i + \mu_i dm_i, \qquad \text{(II.22)}$$

которая является одной из форм записи основного термодинамического уравнения Гиббса. Это уравнение показывает, как изменяется свободная энергия F_i однородной массы при изменении T_i, V_i, m_i.

Влажный материал в ограждении находится в неравновесном состоянии, так как через него проходит тепло и влага. Неравновесные системы — предмет рассмотрения термодинамики необратимых процессов, основное положение которой состоит в утверждении возможности использования термодинамического метода

для описания состояния вещества, отклонение которого от равновесного невелико. Это позволяет с помощью термодинамических зависимостей рассматривать неравновесные системы, определяя их локальным состоянием вещества (в пространстве и во времени).

Тело, находящееся в неравновесном состоянии, делят на все более и более мелкие элементарные объемы, степень неоднородности и отклонение от равновесного состояния в которых постепенно уменьшаются. В то же время эти объемы должны оставаться достаточно большими, чтобы сохранять макросвойства системы в целом. Локальное описание состояния вещества связано с условным дроблением в пространстве и во времени и выделением небольших его объемов в течение некоторых отрезков времени, в которых состояние вещества неотличимо от равновесного, а размеры достаточны для макроанализа. Отклонение от равновесного состояния оказывается незначительным, если изменения температуры и состава в пределах выделенных объемов меньше абсолютных значений этих параметров.

Статистический подход к макроанализу элементарных объемов возможен, если их размеры больше свободного пробега молекул. При выполнении этих условий термодинамическое состояние выделенных элементарных объемов вещества зависит только от выбранных независимых переменных, а не от градиентов их изменения, которые всегда имеются при неравновесном состоянии. Локальное состояние вещества может быть определено уравнением (II.22). В наружных ограждениях отклонение влажностного состояния материала обычно невелико от равновесного, поэтому при решении задач строительной теплофизики пользуются теоретическими построениями термодинамики необратимых процессов [22].

Таким образом, для локального определения свойств фаз воды и компонентов материала в ограждении может быть использовано уравнение вида (II.22).

Для скелета (индекс c) материала, объем V_c, состав и масса m_c которого остаются неизменными, уравнение (II.22) имеет вид

$$dF_c = -S_c\,dT_c. \qquad \text{(II.23)}$$

Свободную энергию сухой части воздуха можно определить аналогичным уравнением.

Для парообразного п состояния влаги, так же как для льда л, характерно отсутствие примесей в фазе, и изменение свободной энергии составит:

$$dF_{\text{п}} = -S_{\text{п}}\,dT_{\text{п}} - P_{\text{п}}\,dV_{\text{п}} + \mu_{\text{п}}\,dm_{\text{п}}; \qquad \text{(II.24)}$$

$$dF_{\text{л}} = -S_{\text{л}}\,dT_{\text{л}} - P_{\text{л}}\,dV_{\text{л}} + \mu_{\text{л}}\,dm_{\text{л}}. \qquad \text{(II.25)}$$

В жидкой фазе влаги находятся растворенные примеси j и

$$dF_{\text{ж}} = -S_{\text{ж}}\,dT_{\text{ж}} - P_{\text{ж}}\,dV_{\text{ж}} + (\mu_{\text{ж}} + \Sigma\,\mu_{\text{ж},j})\,dm_{\text{ж}}, \qquad \text{(II.26)}$$

где $\mu_{\text{ж},j}$ — составляющая химического потенциала жидкой фазы влаги, вызванная наличием растворенного вещества j.

Влага в материале может находиться под заметным действием гравитационных, электрических и других силовых полей. Дополнительное изменение удельной свободной энергии фазы в пределах элементарного объема материала под влиянием этих силовых полей может быть определено в виде суммы произведений потенциалов соответствующих силовых полей Θ_m в рассматриваемой системе на приращение массы dm_i: $\Sigma\Theta_m dm$.

При расчете ограждений важно учитывать действие на жидкую фазу влаги гравитационного поля с потенциалом $\Theta_{\text{г}}$ и вводить дополнительное слагаемое в равенство (II.26).

$$dF_{\text{ж}} = -S_{\text{ж}}\,dT_{\text{ж}} - P_{\text{ж}}\,dV_{\text{ж}} + (\mu_{\text{ж}} + \Sigma\mu_{\text{ж}j})\,dm_{\text{ж}} + \Theta_{\text{г}}\,dm_{\text{ж}}. \qquad \text{(II.27)}$$

Плотность жидкой фазы влаги $\rho_{\text{ж}}$ можно считать практически неизменной, поэтому второй член правой части уравнения (II.27) можно преобразовать, умножив и разделив на $\rho_{\text{ж}}$, тогда:

$$dF_{\text{ж}} = -S_{\text{ж}}\,dT_{\text{ж}} + \left(-\frac{P_{\text{ж}}}{\rho_{\text{ж}}} + \mu_{\text{ж}} + \Sigma\mu_{\text{ж}j} + \Theta_{\text{г}}\right) dm_{\text{ж}} = 0. \qquad \text{(II.28)}$$

Таким образом, состояние влажного материала как открытой гетерогенной системы определяется системой термодинамических уравнений, каждое из которых характеризует однородную ее часть.

В термодинамике приняты понятия интенсивности и экстенсивности. Характеристики интенсивности не зависят от массы или числа частиц фазы, они являются термодинамическими потенциалами фазы (T, P, μ, Θ и т. д.). Ими обусловливаются равновесные свойства системы или ее части и возможность, направление и предел самопроизвольного протекания переходных процессов переноса энергии и вещества. С их помощью можно оп-

ределить возможность переноса энергии или массы в системе или от одной ее фазы к другой. Факторы экстенсивности являются характеристиками емкостных свойств (F, S, V, m). Они пропорциональны массе, объему, числу частиц вещества фазы.

Отдельные элементарные объемы системы и ее составляющие находятся во взаимодействии. Обмен теплом и массой между ними происходит до выравнивания соответствующих термодинамических потенциалов в результате изменения определенных емкостных параметров. Если разности потенциалов отдельных частей поддерживаются или определенным образом изменяются из-за внешних воздействий, то на границах системы будет происходить обмен энергией и веществом, а в отдельных элементарных объемах внутри системы будут изменяться потенциалы и емкостные характеристики.

Для каждой фазы системы справедливо уравнение вида (II.28), из которого можно сделать вывод о том, что перенос энергии и вещества фазы происходит от более высокого уровня свободной энергии к более низкому ($dF_{ж}<0$). Перенос тепла, происходящий от более высокой температуры к более низкой, приводит к изменению энтропийной ($S_{ж}\,dT_{ж}$) составляющей энергии. Из уравнения (II.28) следует, что изменение массы фазы связано с величиной, взятой в скобки, во втором слагаемом уравнения. Эта величина по физическому смыслу является термодинамическим потенциалом фазы $\Theta_{ж}$ (в данном уравнении жидкой фазы влаги):

$$\Theta_{ж} = -\frac{P_{ж}}{\rho_{ж}} + \mu_{ж} + \Sigma\mu_{жj} + \Theta_{г}. \qquad \text{(II.29)}$$

Из (II.28) также следует, что перенос массы жидкой фазы происходит от области с более высоким $\Theta_{ж}$ к области с более низким потенциалом.

Между фазами во влажном материале происходит обмен энергией и веществом. Если принять во внимание сравнительно медленное протекание процессов тепло- и массообмена в ограждениях, то систему уравнений состояния влажного материала можно упростить. В любой точке материала для жидкой фазы влаги, влажного воздуха, скелета материала можно принять одну общую температуру.

Внутри пор материала достигается термодинамическое равновесие между фазами влаги: наряду с равенст-

вом температуры устанавливается равенство потенциалов фаз влаги. Потенциалы жидкой фазы влаги, парообразной, льда, а также всех граничных слоев влаги в некоторой точке влажного материала в каждый момент времени равны. Общий для всех фаз влаги потенциал определим как потенциал влажности Θ:

$$\Theta = \Theta_{ж} = \Theta_{п} = \Theta_{л}. \qquad (II.30)$$

Отметим, что принятое положение о равенстве потенциалов между фазами влаги в материалах принято во всех теориях влагопередачи [22, 43].

Каждая фаза имеет свои внутреннюю энергию и энтальпию. Энергия и энтальпия всей массы влаги будут равны их сумме. В результате вместо ряда уравнений для отдельных фаз влаги может быть написано одно уравнение для влаги:

$$dF_{вл} = -S_{вл}\,dT + \Theta dm, \qquad (II.31)$$

где $F_{вл}$ — свободная энергия; $S_{вл}$ — энтропия; m — масса влаги.

Перенос массы влаги происходит от более высокого потенциала влажности к более низкому, поэтому разность Θ определяет возможность, направление переноса (независимо от фазового состояния) и предел (влажностное равновесие) переходного процесса влагообмена. Изменение свободной энергии всей системы (влажного материала) dF будет равно сумме изменений свободной энергии каждой составляющей (компоненты и фазы):

$$dF = -SdT + \Theta dm, \qquad (II.32)$$

где S — энтропия влажного материала (всей системы).

Такое преобразование возможно в силу отмеченного ранее свойства аддитивности емкостных параметров, к которым относятся свободная энергия, энтропия и масса. Последняя запись (II.32) уравнения состояния для влажного материала удобна тем, что в ней выделены в самостоятельное слагаемое обозначения факторов, определяющих влагообмен (второе слагаемое).

Потенциал влажности Θ (II.29) — (II.30) зависит от давления P, химического потенциала μ и др. Величину μ нельзя измерить непосредственно в опыте, возникают значительные сложности и при определении давления в отдельных фазах влаги. Поэтому Θ нельзя определить непосредственным измерением параметров интенсивности в эксперименте. Это обстоятельство существенно с точки зрения практического применения рассмотренных

термодинамических построений. Они представляют интерес и важны как теоретическая основа для качественной оценки состояния влаги в материале.

Для измерения потенциала влажности необходима специальная шкала. Она может быть правильно установлена только при учете рассмотренной теории состояния влажного материала.

Для решения задачи о состоянии и переносе влаги удобно и возможно систему уравнений состояния упростить. Влажный материал можно считать двухкомпонентной однофазной системой, состоящей из твердого вещества и влаги (без разделения ее на фазы). Такую упрощенную модель определяет характеристическое уравнение состояния влажного тела (II.32).

Потенциал влажности в процессе переноса влаги играет такую же роль, как температура в процессе переноса тепла. Эта аналогия позволяет принять для введения шкалы потенциала влажности хорошо проработанную в термодинамике методику введения шкалы температуры.

Используя последовательность логических построений для определения температуры и ее шкалы, примем постулат о влажностном равновесии; если два тела находятся во влажностном равновесии с третьим, то они находятся во влажностном равновесии между собой. Из этого постулата, подтвержденного многочисленными опытами [2, 6, 15, 22, 31] и др., следует, что условие влажностного равновесия тел заключается в равенстве некоторой функции состояния влаги в этих телах. Такой функцией, однозначно определяющей состояние влаги во влажном материале, как это видно из (II.32), может быть только потенциал влажности Θ.

Из постулата о влажностном равновесии следует, что в качестве измерителя потенциала влажности можно выбрать любое влажное тело. Такая же свобода допустима в выборе показателей его численных значений для создания шкалы Θ. Измеренный по такой шкале потенциал влажности будет экспериментальным в отличие от абсолютного, который определяют с помощью термодинамических функций. Так же как практические шкалы измерения температур (Цельсия, Форенгейта, Реомюра) отличаются от теоретической (термодинамической шкалы), так и экспериментальное значение потенциала влажности отличается от теоретического значения, полученного в термодинамическом уравнении.

Изменение потенциала влажности зависит от изменения степени влажности, вида материала, давления в фазах влаги, температуры, потенциалов гравитационного, осмотического и других силовых полей. Поэтому, пользуясь правом произвольного выбора шкалы, Θ можно измерять в шкале влажности, давления, потенциала гравитационного поля и с помощью других показателей. Однако необходимым условием такого измерения является исключение влияния других факторов, от которых зависит величина потенциала влажности.

Существуют теоретические построения процесса влагообмена, в которых за основу приняты различные шкалы потенциала состояния влаги: упругость водяных паров [43], капиллярное давление [13], влагосодержание [22], гравитационный потенциал [15] и др. Однако принятая методика измерения с помощью этих шкал влияния прочих факторов не исключает.

Из всех показателей, с помощью которых можно измерять Θ, для построения численной шкалы наиболее удобно равновесное влагосодержание. Оно и принято в качестве измерителя потенциала влажности. Чтобы исключить влияние вида материала, измерения надо проводить на эталонном материале. Влияние температуры можно исключить, приведя результаты измерений при произвольной температуре к результатам, полученным при температуре, принятой за эталонную. При определении равновесной влажности в эксперименте необходимо исключить также действие гравитационного, осмотического и других силовых полей.

Считается наиболее удобным измерять потенциал влажности влажного тела влагосодержанием фильтровальной бумаги, находящейся с ним в состоянии влажностного равновесия. За эталонную принимают температуру $+20^\circ$ С. Потенциал влажности измеряют в градусах влажности ($^\circ$ В). Равновесную весовую влажность фильтровальной бумаги, соответствующую максимальной гигроскопической влажности при эталонной температуре, принимают за 100° В. Абсолютно сухому состоянию тела соответствует 0° В. Экспериментальную шкалу разбивают на градусы влажности равномерно. За один градус влажности принимают изменение равновесной весовой влажности фильтровальной бумаги на 1/100 значения ее максимальной гигроскопической влажности при эталонной температуре.

Установлена зависимость равновесной влажности фильтровальной бумаги от Θ при разных температурах (рис. II.4). Этой зависимостью пользуются для приведения результатов измерения в неизотермических условиях к единой шкале равновесной влажности при эталон-

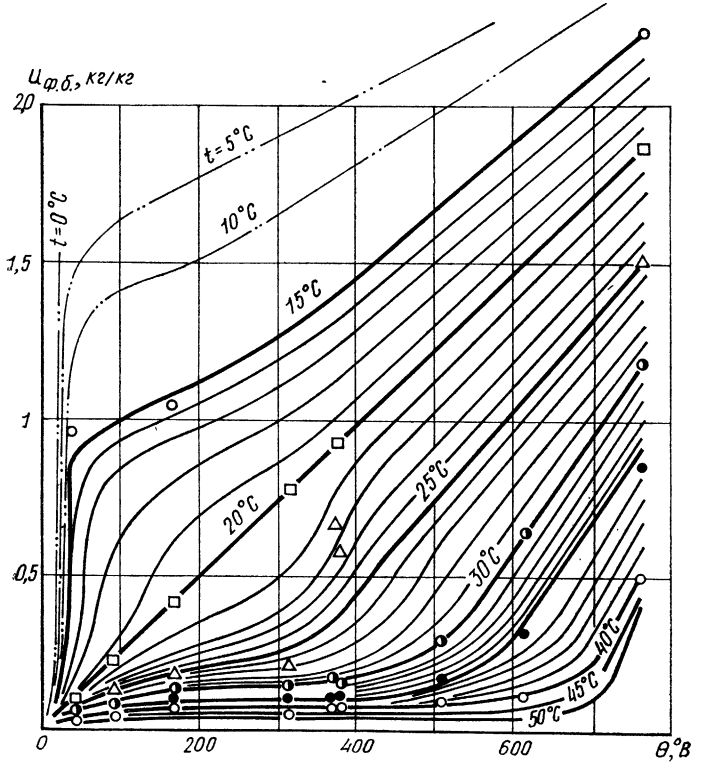


Рис. II.4. Зависимость между влажностью фильтровальной бумаги $И_{ф.б}$ при разных температурах t и потенциалом влажности Θ. Шкала потенциала влажности

ной температуре (методика построения изложена ниже).

На рис. II.4 приведен график зависимости между потенциалом влажности Θ, влажностью фильтровальной бумаги $U_{ф.б}$ и температурой t.

Потенциал влажности произвольного материала при любом влагосодержании и температуре устанавливают

по равновесной с ним влажности фильтровальной бумаги с использованием шкалы, показанной на рис. II.4.

Все положения о потенциале влажности справедливы и для области отрицательных температур. В мерзлых материалах часть влаги превращается в лед, но между фазами воды сохраняется, как было указано, равенство потенциалов влажности. Это положение теории потенциала влажности [2] хорошо согласуется с принципом равновесного состояния воды в мерзлых грунтах, сформулированным Н. А. Цитовичем [44].

Процесс нестационарной влагопередачи в многослойных конструкциях при неизотермических условиях в широком диапазоне (до и сверх гигроскопической) влажности можно описать, используя понятие потенциал влажности Θ.

Процесс влагообмена в толще материала подчиняется двум закономерностям: поглощения (ассимиляции) влаги и влагопроводности. Поглощение влаги связано со свойством влагоемкости материала η. Величина η определяет изменение влагосодержания материала U с изменением его потенциала влажности и зависит от Θ и температуры. Она равна частной производной влагосодержания по потенциалу влажности [тангенсу угла наклона касательной к изотерме зависимости влажности от потенциала Θ (см. рис. II.4)]:

$$\eta = \frac{\partial U}{\partial \Theta}. \qquad \text{(II.33)}$$

Удельная влагоемкость η имеет размерность кг/(кг·°В.).

Свойство проводимости влаги материалом обусловливает перенос влаги.

По аналогии с теплопроводностью и на основе экспериментальных наблюдений принимаем, что поток влаги i, кг/(м²·ч), пропорционален градиенту потенциала влажности $\Delta\Theta$, °В/м:

$$i = -\varkappa \nabla \Theta, \qquad \text{(II.34)}$$

где $\varkappa$ — коэффициент влагопроводности, кг/(м·ч·°В).

Принимая уравнение (II.34), используем важное положение термодинамики необратимых процессов, устанавливающее выбор потоков и вызывающих их сил. Имеется определенная свобода такого выбора [23], так как приращение свободной энергии элементарного объема может быть различными путями расчленено на сумму

сопряженных потоков и сил. Поток пропорционален силе, которая определяется градиентом термодинамического потенциала. В рассматриваемом случае выбор потока обусловлен задачей расчета переноса влаги. Силой, сопряженной с потоком влаги, является градиент потенциала влажности $\nabla\Theta$, так как только этот термодинамический потенциал в уравнении состояния влажного материала (II.32) непосредственно связан с изменением массы влаги. Процесс влагопроводности в толще материала определяют уравнением поля потенциала влажности. Оно может быть получено на основе закона сохранения массы вещества из рассмотрения баланса влаги в элементарном объеме материала. Для одномерного поля имеем

$$\eta(\Theta,t)\rho_0\frac{\partial\Theta}{\partial z}=\frac{\partial}{\partial x}\left[\varkappa(\Theta,t)\frac{\partial\Theta}{\partial x}\right], \qquad (II.35)$$

где ρ_0 — объемная масса абсолютно сухого материала, кг/м³.

Изменение потенциала влажности зависит от температуры. В свою очередь при перемещении влаги, связанном с переносом тепла, изменяется температура. Процессы тепло- и влагообмена в толще материала взаимосвязаны, поэтому в общем случае для расчета влажностного и теплового режимов требуется рассмотрение системы из уравнения теплопроводности, осложненного наличием дополнительных источников тепла, и уравнения влагопроводности. Такой расчет оказывается весьма сложным.

Учитывая отмеченную выше специфику тепловлажностного режима ограждений, его расчет может быть выполнен проще. Температурное поле рассчитывают отдельно, учитывая влажностное состояние ограждения только при выборе тепловых характеристик процесса. Влагопередачу с учетом влияния температурного поля рассчитывают по (II.35). Уравнение (II.35) удобно для расчетов режима ограждений. В нем отсутствует член, учитывающий перенос влаги только под действием температуры, как это имеет место в уравнении теории термовлагопроводности [23]. Влияние температурного поля учитывается в значениях потенциала влажности и характеристик η и $\varkappa$ процесса влагопроводности.

Граничные условия для расчета влагопередачи по (II.35) следующие. На поверхности ограждения происходит влагообмен с воздухом. Для определения этого

граничного условия необходимо знать потенциал влажности воздуха $\Theta_в$. Зависимость $\Theta_в$ от температуры $t_в$ и относительной влажности $\varphi_в$ воздуха (рис. II.5) аналогична такой же зависимости для других влажных тел. Она может быть получена графически перестроением изотерм сорбции фильтровальной бумаги, которые дают зависимость $U_{ф.б}$ ($\varphi_в$. t) и шкалы $\Theta(U_{ф.б}, t)$, приведенной на рис. II.4. Граничное условие влагообмена поверхности ограждения с воздухом (условие III рода) имеет вид

$$\beta_\Theta (\Theta|_{пов} - \Theta_в) = -\varkappa \left.\frac{\partial \Theta}{\partial x}\right|_{пов}, \qquad (II.36)$$

где $\Theta|_{пов}$ и $\left.\frac{d\Theta}{dx}\right|_{пов}$ — соответственно потенциал влажности и градиент потенциала влажности в материале на поверхности конструкции; $\Theta_в$ — потенциал влажности воздуха; β_Θ — коэффициент влагообмена, кг/(м²·ч·°В).

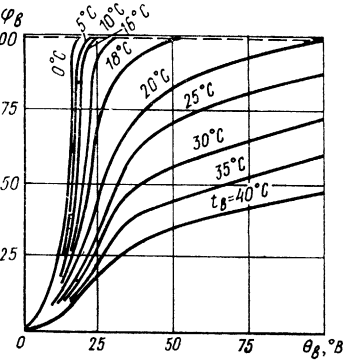


Рис. II.5. Зависимость между относительной влажностью воздуха $\varphi_в$ и его потенциалом влажности $\Theta_в$ и температурой $t_в$

Коэффициент β_Θ зависит от потенциала влажности, температуры поверхности ограждения и воздуха, а также от подвижности последнего. Для условий естественной конвекции

$$\beta_\Theta \approx 2{,}3 \cdot 10^{-3}\, \Delta t^{1/3}\, \Delta\Theta^{2/5}, \qquad (II.37)$$

где Δt и $\Delta\Theta$ — соответственно разность температуры и разность потенциала влажности воздуха и поверхности ограждения.

Формула (II.37) выведена на основе экспериментальных данных влагообмена на вертикальной поверхности при конденсации водяных паров с использованием приближенной зависимости между разностью упругости водяных паров и разностью потенциалов влажности.

В многослойных ограждениях на стыке слоев потенциалы влажности материалов равны. Это важное следствие теории потенциала влажности. Кроме того, на стыке слоев равны потоки влаги, поэтому граничное условие

на стыке слоев при соприкосновении материалов (условие IV рода) имеет вид

$$\left.\begin{aligned} \Theta_1|_{\text{пов}} &= \Theta_2|_{\text{пов}}; \\ \varkappa_1 \frac{\partial \Theta_1}{\partial x}\Big|_{\text{пов}} &= \varkappa_2 \frac{\partial \Theta_2}{\partial x}\Big|_{\text{пов}}. \end{aligned}\right\} \qquad (II.38)$$

Постановка задачи нестационарной влагопередачи через ограждение, основанная на потенциале влажности, имеет ряд достоинств. В отличие от других теорий она может быть использована для расчета многослойных конструкций в неизотермических условиях при любой влажности и температуре материалов и окружающих сред.

Для многих строительных материалов нет характеристик состояния влаги и влагопроводности в шкале потенциала влажности, что затрудняет практические расчеты. В лабораториях МИСИ, НИИстройфизики и в других институтах для некоторых материалов такие данные получены. Методика их определения, изложенная ниже, достаточно проста и может быть широко использована.

II.3. ПРЕДСТАВЛЕНИЕ ПРОЦЕССА ВЛАГОПЕРЕДАЧИ НА ОСНОВЕ ПОТЕНЦИАЛА ВЛАЖНОСТИ

Шкала потенциала влажности

Экспериментальная шкала позволяет измерить потенциал влажности и оценить общим показателем влажностное состояние произвольного материала в неизотермических условиях. В опытах определяют равновесную с искомым материалом или средой влажность фильтровальной бумаги при разных температурах. В экспериментальной шкале, как было сказано, потенциал влажности измеряют равновесным влагосодержанием эталонного материала (фильтровальной бумаги) при эталонной температуре (20° С). Для перехода от измеренного влагосодержания фильтровальной бумаги в неизотермических условиях к потенциалу влажности пользуются шкалой (см. рис. II.4), которая построена на основе результатов экспериментов в лаборатории МИСИ [6].

Построению экспериментальной шкалы потенциала влажности предшествовали опыты, которые состояли в следующем. Влагоизолированную колонку, собранную из пачек листов фильтровальной бумаги определенного вла-

госодержания, помещали между термостатами с разной температурой. Под влиянием перепада температуры в колонке происходило перераспределение влаги. Со временем сначала температура, а затем и влагосодержание стабилизировались. Результаты трех опытов в виде установившихся кривых распределения влажности и температуры по длине колонки x приведены на рис. II.6. Ха-

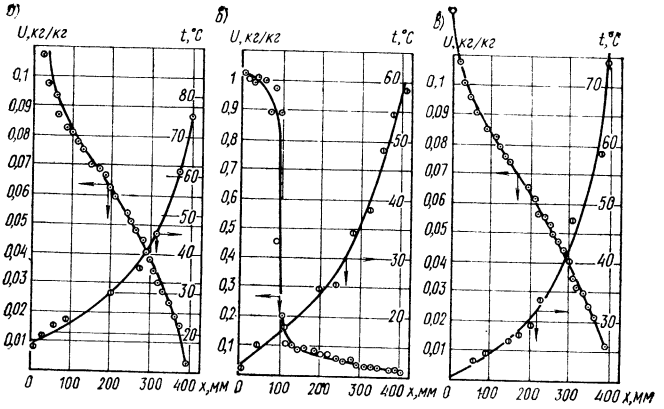


Рис. II.6. Распределение влагосодержания U и температуры t по длине колонки x в опытах неизотермического влажностного равновесия колонок из фильтровальной бумаги с различным начальным влагосодержанием U_0, но при постоянном Θ около 40° В

а — Θ=38,2° В; U_{0_1}=0.0609 кг/кг; *б* — то же, 40,5 и 0,269; *в* — то же, 42 и 0,0615

рактер распределения влаги, как видно из рисунка, противоположен характеру распределения температуры: в торце колонки с более низкой температурой влажность бумаги повышается. Распределение влаги, соответствующее неизотермическому влажностному равновесию в колонке, определяли взвешиванием отдельных пачек бумаги. Потенциал влажности в установившихся условиях влажностного равновесия по длине колонки одинаковый: $\theta_x=\theta_1=\text{const}$, так как перемещение влаги отсутствует и потоки влаги во всех сечениях равны нулю. Θ_1 соответствует влагосодержанию бумаги U_1 в сечении колонки, где температура эталонная (20° С):

$$\Theta_1=\frac{U_1}{U_{20°}^{\text{мг}}}\,100, \qquad \text{(II.39)}$$

где $U^{мг}_{20C°}$ — максимальная гигроскопическая влажность фильтровальной бумаги при $t=20°$ С.

В других сечениях колонки этой же величине Θ_1 соответствуют иные значения температуры и влажности бумаги.

Один опыт дает множество сочетаний равновесной влажности и температуры, соответствующих одному значению потенциала влажности. Изменяя начальную влажность бумаги или температуры на торцах колонки, можно получить равновесные распределения влажности при разных температурах, соответствующие разным значениям потенциала влажности. В результате серии опытов установлена связь между равновесной влажностью фильтровальной бумаги $U_{ф.б}$ и потенциалом влажности при разных температурах $U_{ф.б}$ (Θ; t) (см. рис. II.4). С помощью шкалы потенциала влажности можно найти значения последнего, соответствующие любому влагосодержанию и температуре произвольного тела. Для этого необходимо определить равновесную с ним влажность фильтровальной бумаги и температуру.

Относительный потенциал влажности

Из-за сложности зависимости $U_{ф.б}$ (Θ, t) применение шкалы потенциала влажности затруднено. Чтобы выявить возможность упростить эту связь, воспользуемся аналогией между потенциалом влажности и упругостью водяных паров. В теории диффузии пара в сорбирующей среде [43] в качестве эталонного тела используется воздух, равновесная упругость водяных паров которого принята за потенциал состояния влаги. Зависимость между влагосодержанием материала, упругостью водяных паров и температурой $U(e; t)$ столь же сложна, как и зависимость $U(\Theta; t)$. Значительно упрощается она при использовании показателя относительной влажности воздуха $\varphi_в$. Кривые сорбции-десорбции, которые обычно строят относительно $\varphi_в$, для многих строительных материалов незначительно зависят от температуры, что позволяет пользоваться в расчетах одной кривой.

По аналогии с использованием для упрощения зависимости $U(e; t)$ относительной влажности воздуха $\varphi_в$ в теорию потенциала влажности введено понятие — относительный потенциал влажности φ_Θ. Для выбора числен-

ных значений шкалы φ_Θ так же, как и шкалы $\varphi_в$, физических ограничений нет, поэтому необходимо учесть только требования удобства ее практического использования. Прежде всего примем, что между φ_Θ и влажностью фильтровальной бумаги, как эталонного материала, должна быть однозначная зависимость $U_{ф.б}(\varphi_\Theta)$, не связанная с температурой и другими параметрами. Она не обязательно должна иметь простое аналитическое выражение, а может быть определена графически.

Показатель $\varphi_в$ широко применяется в практике для характеристики влажности наружного и внутреннего воздуха, гигроскопической влажности материалов (с помощью изотерм сорбции-десорбции) и др. Поэтому условимся, что обобщающий показатель φ_Θ в диапазоне сорбционной влажности материалов равен $\varphi_в$. В пределах $\varphi_\Theta = \varphi_в < 1$ для построения $U_{ф.б}(\varphi_\Theta)$ примем изотерму сорбции фильтровальной бумаги при эталонной температуре. Вне этого предела примем, что φ_Θ от $U_{ф.б}$ изменяется по прямой, верхний предел которой — максимальное насыщение фильтровальной бумаги водой (около 2,53 кг/кг) соответствует $\varphi_\Theta = 3$.

Построенная таким образом зависимость между влажностью фильтровальной бумаги $U_{ф.б}$ и относительным потенциалом влажности φ_Θ, $\varphi_\Theta(U_{ф.б})$ графически изображена на рис. II.7. Она может быть определена общей математической записью

$$\varphi_\Theta = \frac{f_1(\Theta)}{f_2(\Theta_{м.с})}, \qquad (II.40)$$

которая качественно отражает физический смысл φ_Θ — относительного потенциала влажности ($\Theta_{м.с}$ — потенциал, соответствующий максимальной сорбционной влажности). Одно из предложений по количественной расшифровке этого выражения дано в статье [8]. Исходя из сделанного в этой статье анализа приняты значения реперных точек φ_Θ, определяющих кривую зависимости $U_{ф.б}(\varphi_\Theta)$, показанную на рис. II.7.

Шкала φ_Θ позволяет распространить зависимость, подобную изотерме сорбции, на сверхгигроскопическую влажность материалов. На рис. II.8 как пример приведена зависимость для виброгазосиликата $U_{вг}(\Theta, t)$. Как показывают опыты, равновесные влажности различных

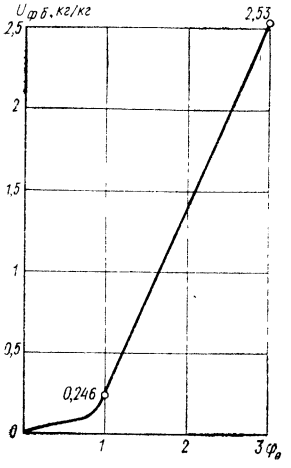
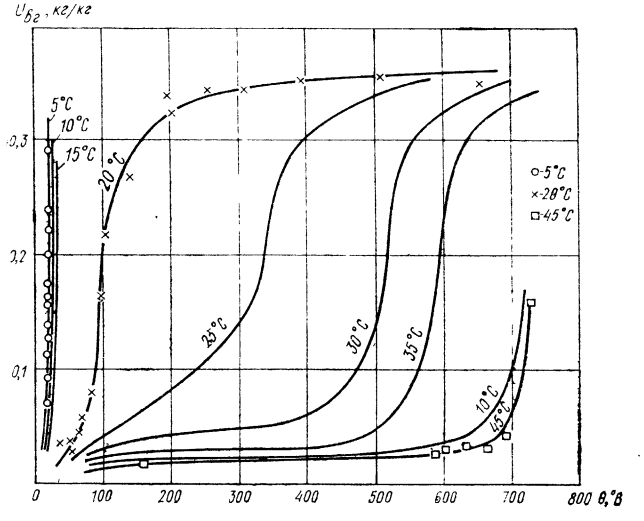


Рис. II.7. Кривая зависимости равновесной влажности фильтровальной бумаги $U_{ф.б}$ от относительного потенциала влажности φ_Θ (шкала относительного потенциала влажности)

Рис. II.8. Изотермы равновесных влажностей виброгазосиликата $U_{в.г}$ (относительно потенциала влажности)



материалов, в том числе влажности, равновесные с влажностью фильтровальной бумаги, практически не зависят от температуры. На рис. II.9 показаны данные, что и на рис. II.8, но в виде зависимости $U(U_{ф.б})$. Это обстоятельство значительно облегчает получение необходимых экспериментальных данных, так как для каждого материала нужно определить только одну кривую равновес-

ных влажностей с влажностью фильтровальной бумаги $U(U_{ф.б})$ независимо от температуры. При наличии $U(U_{ф.б})$, а также $U_{ф.б}(\Theta; t)$ и $U_{ф.б}(\varphi_\Theta)$ этих сведений достаточно для определения потенциала и относительного потенциала влажности, соответствующих различным влажностям и температурам материала.

Относительный потенциал влажности удобен для оценки тепловлажностного состояния материалов и окружающих их сред. Подобно тому как относительная влажность $\varphi_в$ характеризует только влажностное состояние материала (по изотермам сорбции-десорбции) и воздуха, а диффузию влаги в сорбирующей среде определяет градиент парциального давления водяных паров, так и φ_Θ определяет только влажностное состояние материала и среды, а влагопроводность связана с градиентом потенциала влажности.

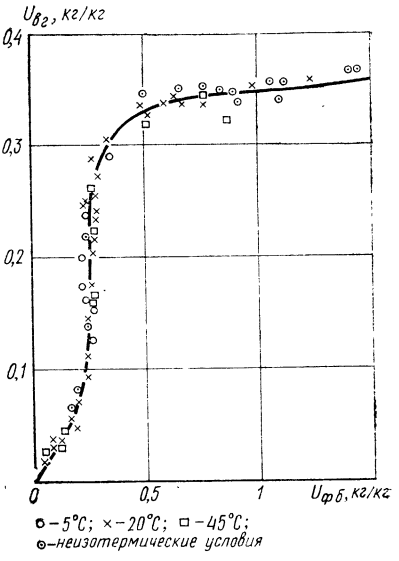
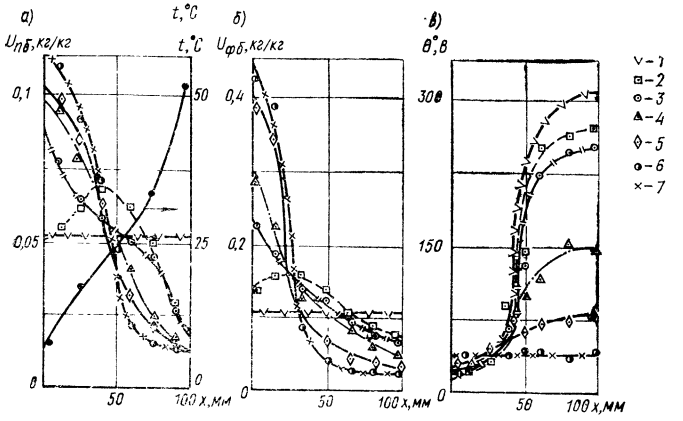


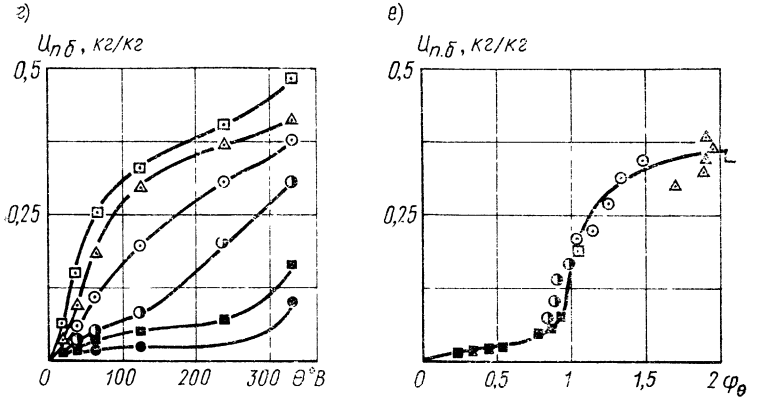
Рис. II.9. Равновесные влажности виброгазосиликата $U_{в.г}$ относительно влажности фильтровальной бумаги $U_{ф.б}$ при разных температурах

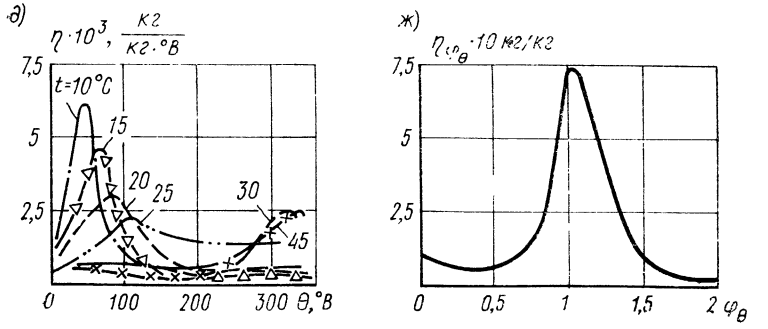
Характеристики состояния и переноса влаги в строительных материалах

Для расчета нестационарной влагопередачи необходимо иметь характеристики состояния и переноса влаги материалов. Эти данные должны быть получены лабораторными испытаниями.

Проведение опытов на различных образцах разными методами снижает достоверность результатов. Разброс опытных значений влажностных характеристик материалов по сравнению с другими физическими показателями, как известно, оказывается особенно большим. В МИСИ был разработан комплексный метод определения влаж-


а)
t,°C
$U_{пб}$, кг/кг
t,°C
0,1
0,05
0
50
25
0
50
100 x,мм
б)
$U_{фб}$, кг/кг
0,4
0,2
0
50
100 x,мм
в)
θ°,в
300
150
0
50
100 x,мм
V – 1
□ – 2
⊙ – 3
△ – 4
◇ – 5
⊙ – 6
× – 7


г)
$U_{пб}$, кг/кг
0,5
0,25
0
100
200
300 θ°в
е)
$U_{п.б}$, кг/кг
0,5
0,25
0
0,5
1
1,5
2 φ_θ
□ – 10°C; △ – 15°C; ⊙ – 20°C; ◑ – 25°C; ■ – 30°C; ● – 45°C


д)
$\eta \cdot 10^3$, кг / кг·°в
7,5
5
2,5
t=10°C
15
20
25
30
45
0
100
200
300 θ,°в
ж)
$\eta_{(\varphi_\theta)} \cdot 10$ кг/кг
7,5
5
2,5
0
0,5
1
1,5
2 φ_θ

ностных характеристик строительных материалов, названный методом разрезной колонки. Позднее он был усовершенствован [51] и распространен на испытания при неизотермических условиях. Методом разрезной неизотермической колонки могут быть достаточно быстро и точно получены все необходимые для расчета нестационарной влагопередачи зависимости из одной серии опытов на одном образце.

Эксперимент состоит в следующем. Испытуемый материал разрезают на пластинки и собирают в виде цилиндра или призмы. Между пластинками прокладывают пачки листов фильтровальной бумаги. Разрезную колонку, собранную из пластин материала и фильтровальной бумаги, помещают в тепло- и влагоизолированную обойму и устанавливают между термостатами с разными температурами. Между термостатами одновременно ставят несколько разрезных колонок. Они могут быть из одного материала при разных начальных влажностях или из разных материалов. В процессе опыта обоймы периодически вынимают, колонки разбирают, пластины материала и пачки фильтровальной бумаги взвешивают. Полу-

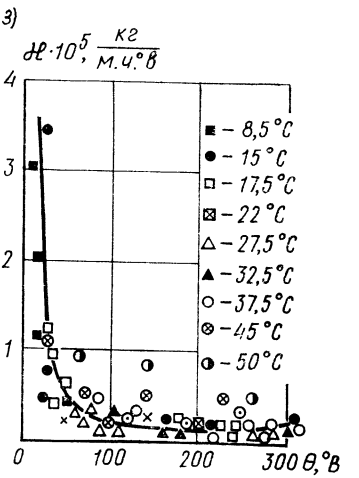


Рис. II.10. Изменения во времени z распределения влажности пенобетона $U_{пб}$ (*а*), влажности фильтровальной бумаги $U_{ф.б}$ (*б*) и потенциала влажности Θ (*в*) по длине колонки x в опыте с разрезной неизотермической колонкой

Время отсчета, ч:
1 — 0; *2* — 6; *3* — 30; *4* — 48; *5* — 72; *6* — 120; *7* — $z\to\infty$.
Характеристики состояния и переноса влаги, полученные в опытах (*а*, *б*, *в*) с разрезной неизотермической колонкой из пенобетона; *г* — зависимость влажности пенобетона $U_{пб}$ от потенциала влажности Θ, температуры t, $U_{пб}$ (θ, t); *д* — зависимость удельной влагоемкости η пенобетона от потенциала влажности θ и температуры t, η, (θ, t); *е* — зависимость $U_{пб}$ от относительного потенциала влажности Φ_Θ, $U_{пб}$ (Φ_Θ); *ж* — зависимость влагоемкости η_{Φ_Θ} пенобетона от Φ_Θ, η_{Φ_Θ} (Φ_Θ); *з* — зависимость коэффициента влагопроводности $\varkappa$ пенобетона от потенциала влажности θ и температуры t, $\varkappa(\theta, t)$

чают промежуточные распределения влажности по длине колонки, а в конце опыта, когда перераспределение влаги прекращается, устанавливают состояние влажностного равновесия в колонке. Этих данных достаточно для определения всех зависимостей влажностных характеристик состояния и переноса влаги в материале. По стационарному равновесному распределению влажности, так же как и при построении шкалы θ, определяют зависимость $U(U_{ф.б})$ и $U(\theta, t)$ или $U(\varphi_\theta)$. Дифференцированием изотерм $U(\theta, t)$ определяют удельную изотермическую влагоемкость материала η, дифференцированием $U(\varphi_\theta)$ — зависимость влагоемкости η_{φ_θ} от φ_θ.

Результаты в виде $U(\theta, t)$ и $\eta(\theta, t)$ необходимы также для дальнейшего определения влагопроводности материала — нахождения зависимости коэффициента влагопроводности $\varkappa$ от θ и t. Для этого используют промежуточные распределения влажности в колонке до установления равновесия. Примененный в эксперименте прием разрезной колонки позволяет воспользоваться для обработки промежуточных данных конечно-разностными методами. Для каждого расчетного интервала времени между измерениями может быть записано уравнение баланса влаги в отдельной пластине колонки. Из опыта известно изменение во времени потенциала влажности каждой пластины и по установившемуся состоянию определены $U(\theta, t)$ и $\eta(\theta, t)$. В уравнении баланса влаги пластины за расчетный интервал времени в результате остается одно неизвестное — коэффициент влагопроводности $\varkappa(\theta, t)$. Его численное значение при данной влажности и температуре пластины можно получить из уравнения баланса влаги, считая $\varkappa$ в пределах данного пространственно-временно́го интервала неизменным. Пластины колонки в течение опыта изменяют влажность, температуру, имеют разные значения потенциала влажности и в результате в течение одного опыта на одной колонке материала перекрывается широкий диапазон этих параметров. Анализом переходного процесса изменения тепловлажностного состояния пластин материала одного образца в виде разрезной колонки удается получить практически полную картину зависимости $\varkappa(\theta, t)$. Анализировать данные для получения $\varkappa(\theta, t)$ удобно с помощью гидроинтегратора или ЭВМ.

Результаты опыта с образцом пенобетона приведены на рис. II.10. Зависимости $U_{пб}(\theta, t)$; $U_{пб}(\varphi_\theta)$; $\eta(\theta)$;

$\eta_{\varphi_\Theta}(\varphi_\Theta)$ определены из серии опытов по установившимся распределениям влажности в колонке. Кривые распределения потенциала влажности $\Theta(x, z)$ на различные моменты времени (рис. II.10, *в*) получены путем пересчета кривых распределения влажности фильтровальной бумаги $U_{ф.б}(x, z)$ (рис. II.10, *б*) с помощью шкалы $U_{ф.б}(\theta, t)$. Зависимость влагопроводности пенобетона $\varkappa(\theta, t)$ рис. II.10, *з* найдена по данным $\Theta(x, z)$ решением обратной задачи с помощью гидроинтегратора. Аналогичные данные для ряда ячеистых бетонов, кирпича, пеносиликата и других материалов получены в МИСИ, НИИстройфизики и в других институтах.

II.4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ПРОВЕРКА ПОТЕНЦИАЛА ВЛАЖНОСТИ

Обоснование потенциала влажности как основной характеристики состояния влаги в материале в процессе влагопередачи, полученное термодинамическим методом, недостаточно. Нужна экспериментальная проверка этого положения.

Одним из доказательств правильности основной концепции о перемещении влаги только под действием градиента потенциала влажности может быть экспериментальное подтверждение отсутствия движения жидкой и парообразной влаги в состоянии неизотермического влажностного равновесия. Потребность в таком доказательстве вызвана еще и тем обстоятельством, что распространено представление о независимом движении пара и жидкости, особенно в неизотермических условиях. Принято считать, что жидкая фаза влаги движется под влиянием градиента влажности и диффузия пара происходит под влиянием градиента парциального давления и что в условиях неизотермического влажностного равновесия эти потоки равны и направлены в противоположные стороны.

В МИСИ Е. И. Тартичником были выполнены специальные опыты с меткой радиоактивного изотопа, вводимой в жидкую влагу материала. Метки закладывали в колонки из фильтровальной бумаги. Одна полностью влаго- и теплоизолированная колонка (основная) находилась между термостатами в состоянии неизотермического влажного равновесия (колонку выдерживали до закладки метки около 7,5 мес). Сечение, в котором был помещен

лист бумаги с радиоактивной меткой, имело следующие характеристики: влагосодержание около 1,9 кг/кг, температура 20° С, градиент влажности 9,6 кг/(кг·м), градиент температуры 135° С/м. Вторая колонка находилась в изотермических ($t=20°\,С=\text{const}$) условиях установившейся влагопередачи. Во второй колонке метка была расположена в сечении с влагосодержанием бумаги также около 1,9 кг/кг. Постоянный поток влаги в этом сечении обуславливался градиентом влажности в 5 кг/(кг·м). Влажности в сечениях с метками в обоих образцах были одинаковы, а градиент влажности в основной колонке был почти в два раза больше, чем во второй. Температуры в сечениях тоже были одинаковы, поэтому в основном образце можно было ожидать в два раза большую скорость перемещения метки, чем во втором. Фактически этого не произошло. Спустя две недели в первом образце метка оставалась практически неподвижной, а во втором она была вынесена на торец колонки, т. е. прошла расстояние около 70 мм.

Радиоактивную метку вносили в материал с солью, перемещение которой в образце могло произойти только с влагой в жидкой фазе влаги. В равновесной неизотермической колонке (первый образец) метка не сдвинулась, и поэтому можно утверждать, что жидкая фаза влаги оставалась в нем неподвижной. При неизменном влагосодержании отдельных пачек бумаги в колонке это обстоятельство определяет также отсутствие парообразного переноса влаги и массообмена между фазами влаги. Отсюда следует, что потенциалы фаз влаги в колонке в условиях неизотермического влажностного равновесия равны между собой ($\theta_ж=\theta_п=\theta$) и их градиенты по длине равны нулю. Отсутствие общего потока влаги свидетельствует о постоянстве потенциала влажности θ по длине колонки.

Результаты опыта подтвердили основное положение теории потенциала влажности о том, что в условиях неизотермического влажностного равновесия при наличии больших градиентов влажности и температуры потока влаги ни в жидком, ни в парообразном ее состоянии нет, так как градиент потенциала влажности в этих условиях равен нулю, а потенциалы фаз влаги равны между собой. Важным положением этой теории являются однозначность определения потенциала влажности θ влагосодержанием материала при заданной температуре и незави-

симость этой связи от градиента влажности, градиента температуры, начальной влажности.

Для проверки этого положения были испытаны три колонки фильтровальной бумаги с разной начальной влажностью U_0 в разных условиях неизотермического влажностного равновесия. В стационарных равновесных условиях в колонках установились различные перепады температуры и влажности. Но по одному показателю они были идентичны: потенциалы влажности равновесного состояния всех трех колонок были практически равны (разница не превышала 2° В). Кривые распределения равновесных влажностей и температуры по длине колонок, полученные после длительного их выдерживания, показаны на рис. II.6. Оказалось, что в столь разных условиях значения влагосодержания фильтровальной бумаги при одинаковых температурах практически совпадают (табл. II.1). Это подтверждает также зависимость $U_{ф.б}$ от t, построенная по данным трех опытов (при $\theta \approx \text{const}$), (рис. II.11).

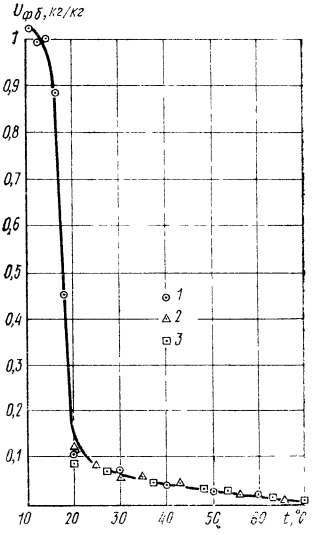


Рис. II.11. Зависимость влажности фильтровальной бумаги от температуры t в равновесных условиях при Θ около 40° В

1—3 — номера опытов по табл. II.1

Таким образом, опыты с тремя колонками подтвердили, что данному потенциалу влажности при известной температуре соответствует определенное влагосодержание фильтровальной бумаги. Этот результат оказывается достаточно убедительным, так как он получен при наличии различных градиентов потенциала влажности и температуры в сечениях трех колонок, имеющих различные значения начальной влажности.

Требовало проверки положение о том, что условия однозначности зависимости влагосодержания от потенциала влажности при одинаковых температурах сохраняются при наличии стыков и контактов между слоями материалов.

Таблица II.1. **Равновесное влагосодержание фильтровальной бумаги при разных температурах**

t, °С	Опыт 1	Опыт 2	Опыт 3
	Θ= 38,2° В Δt =(75—18,3)°С $U_ф$ = 0,0609 кг/кг	Θ= 42° В Δt = (73,7—20,3)°С $U_ф$ = 0,0615 кг/кг	Θ = 40,5° В Δt = (58,5—11,8) °С $U_ф$ = 0,269 кг/кг
25	0,073	0,081	0,085
35	0,049	0,052	0,05
45	0,033	0,038	0,032

Состояние влаги во влажном материале зависит только от потенциала влажности и температуры (см. формулу II.32). Стыки и контакты между слоями материалов могут изменять интенсивность переноса влаги, но они не должны влиять на показатели состояния влаги в материале.

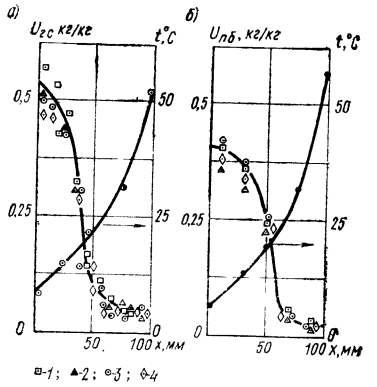


Рис. II.12. Опыты со сплошной (*1*) и разрезными колонками из газосиликата (*а*) и пенобетона (*б*) без промежуточного материала между пластинами (*2*), с фильтровальной бумагой (*3*) и с крошкой материала (*4*) между пластинами

1, 2, 3, 4—номера колонок по табл. II.2

Испытывали колонки из одного материала в состоянии неизотермического влажностного равновесия. Между термостатами закладывали колонки из газозолосиликата и пенобетона с близкими начальными значениями влагосодержания и приблизительно одинаковыми перепадами температуры. Испытывали для каждого материала одну сплошную и три разрезные колонки. Одна из последних была собрана с листами фильтровальной бумаги между пластинами, вторая — с крошкой из материала, в третьей промежуточного материала между пластинами не было. Результаты опытов приведены в табл. II.2 и на рис. II.12.

Как видно, кривые распределения влажности материалов во всех случаях довольно хорошо совпали независимо от принятых условий контакта на стыке. Вместе с

Таблица II.2. **Распределение влагосодержания пластин в колонках**

№ колонки	Тип колонки	Влагосодержание пластин, расположенных от холодного торца, мм на										
		5	15	25	35	45	55	65	75	85	95	Θ,°В
	Газосиликат, ρ=710 кг/м³											
1	Сплошная	0,552	0,525	0,454	0,312	0,154	0,1	0,061	0,046	0,04	0,032	$\Theta_{ср}$ = =66° В
2	С разрезами	0,502	0,485	0,524	0,29	0,128	0,095	0,05	0,045	0,038	0,03	
3	Разрезная с листочками фильтровальной бумаги	0,49	0,475	0,418	0,28	0,125	0,09	0,046	0,044	0,032	0,03	
4	Разрезная с крошкой из газосиликата	0,46	0,450	0,42	0,27	0,126	0,085	0,047	0,045	0,035	0,031	

№ колонки	Тип колонки	Влагосодержание пластин расположенных от холодного торца, мм на					
		10	20	50	70	90	Θ,°В
	Пенобетон, ρ=678 кг/м³						
1	Сплошная	0,41	0,36	0,42	0,052	0,025	$\Theta_{ср}$ = 118° В
2	С разрезами	0,37	0,345	0,235	0,049	0,025	
3	Разрезная с листочками фильтровальной бумаги	0,426	0,375	0,26	0,05	0,025	
4	Разрезная с крошкой из пенобетона	0,385	0,345	0,23	0,05	0,025	

тем было отмечено, что время установления в колонках равновесного режима неодинаково, т. е. наличие стыков явилось дополнительным сопротивлением переносу влаги. В сплошной колонке без стыков равновесное влажностное состояние достигалось значительно быстрее.

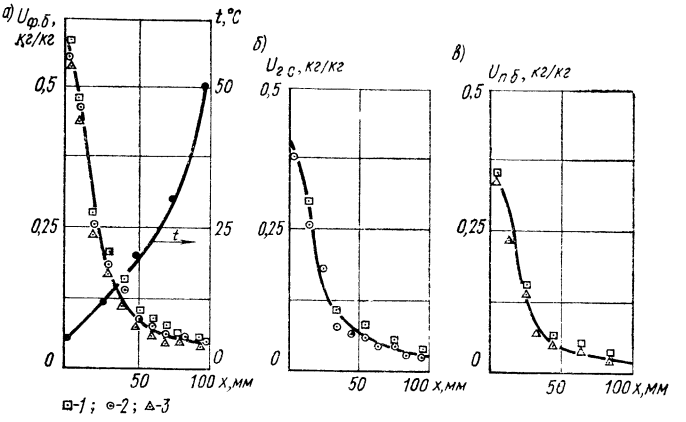


Рис. II.13. Неизотермическое влажностное равновесие фильтровальной бумаги (*а*), газосиликата (*б*) и пенобетона (*в*) в трех смешанных разрезных колонках, собранных из разных материалов, при близких значениях потенциала влажности

1, 2, 3 — номера колонок по табл. II.3

На трех других образцах, собранных из пластин пенобетона и фильтровальной бумаги, проверяли влияние степени сжатия колонки. Распределение влажности по длине колонок в условиях неизотермического влажностного равновесия и в этом случае (при сжатии силой 5, 10 и 15 кгс) незначительно различалось, хотя при увеличении силы сжатия время, в течение которого устанавливалось влажностное равновесие, заметно уменьшалось. Такие же результаты получены в опытах с газосиликатом.

Требовалось также проверить, не влияют ли на влажностное состояние материала его контакты с другими материалами. В условиях неизотермического влажностного равновесия пластины из разных материалов, собранные в разрезную колонку, должны иметь одинаковый потенциал влажности.

В смешанных колонках, составленных из разных пластин, каждому материалу при известной температуре должно соответствовать определенное влагосодержание независимо от того, пластины какого материала слева и справа находятся с ним в контакте, так как по длине колонки в установившемся состоянии потенциал влажности одинаковый.

В условиях неизотермического влажностного равновесия испытывали смешанные разрезные колонки, собранные из пластин пенобетона, газосиликата и листов фильтровальной бумаги в разных сочетаниях (рис. II.13, табл. II.3). Условия опытов были подобраны так, что после установления влажностного равновесия потенциалы

Таблица II.3. **Влагосодержание пластин из разных материалов разрезных колонок в условиях неизотермического влажностного равновесия**

Расстояние от холодного торца колонки, мм	№ колонки и значение потенциала влажности						
	1, $\Theta = 39{,}4°$ В			2, $\Theta = 36°$ В		3, $\Theta = 31{,}4°$ В	
	фильтровальная бумага	газозолосиликат	пенобетон	фильтровальная бумага	газозолосиликат	фильтровальная бумага	пенобетон
0	0,58	—	—	0,55	—	0,535	—
5	—	—	0,35	—	0,375	—	0,335
10	0,475	—	—	0,465	—	0,44	—
15	—	0,29	—	—	0,255	—	0,225
20	0,27	—	—	0,255	—	0,24	—
25	—	—	0,15	—	0,18	—	0,14
30	0,203	—	—	0,18	—	0,17	—
35	—	0,1	—	—	0,075	—	0,065
40	0,154	—	—	0,14	—	0,11	—
45	—	—	0,06	—	0,063	—	0,045
50	0,092	—	—	0,085	—	0,075	—
55	—	0,0755	—	—	0,0555	—	—
60	0,085	—	—	0,075	—	0,065	—
65	—	—	0,045	—	0,045	—	0,04
70	0,07	—	—	0,066	—	0,054	—
75	—	0,0445	—	—	0,043	—	—
80	0,06	—	—	0,058	—	0,05	—
85	—	—	0,03	—	0,0255	—	0,025
90	0,053	—	—	0,051	—	0,0495	—
95	—	0,0225	—	—	0,025	—	—
100	0,05	—	—	0,05	—	0,049	—

влажности в колонках были приблизительно одинаковыми. Распределение температур по длине колонок было почти одинаковым, поэтому распределение влажности пластин из одного материала в разных колонках также должно было совпадать (дискретно по сечениям, где были пластины из данного материала).

Независимо от того, как были собраны колонки, распределение влажности различных материалов по длине в установившихся условиях влажностного равновесия остается практически неизменным. Таким образом, серия опытов с колонками из различных материалов подтвердила, что потенциал влажности при известной температуре независимо от наличия или отсутствия контактов с другими материалами определяет влажностное состояние материала.

Выше были изложены результаты экспериментальных исследований, подтверждающих главный вывод, полученный на основе термодинамического анализа, о необходимости и правомерности использования потенциала влажности в качестве показателя состояния влаги в материале при построении теории влагопередачи через ограждения.

II.5. МЕТОД ОЦЕНКИ ВЛАЖНОСТНОГО СОСТОЯНИЯ ОГРАЖДЕНИЯ ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Влажностное состояние ограждений в процессе их работы в здании можно условно разделить на два характерных вида: эксплуатационное, соответствующее продолжительному периоду эксплуатации здания, и начальное, соответствующее первым годам эксплуатации после заселения здания (рис. II.14).

Эксплуатационное влажностное состояние ограждения наступает, когда влагосодержание материалов приближается к некоторому стабильному состоянию, равновесному относительно воздействующих на ограждение внутренней и наружной сред. Влагосодержание в этот период периодически изменяется в течение года около своего постоянного среднегодового значения, несколько возрастая в апреле-мае и понижаясь к концу осени. Зимой, в декабре-январе, значения влажности близки к средним за год. Теплотехнический расчет ограждений и подсчет теплопотерь помещениями выполняют для расчетного зимнего периода, который обычно приходится на

январь. Поэтому теплофизические характеристики материалов (которые зависят от их влажности) ограждения нужно выбрать исходя из данных об установившейся среднегодовой их влажности.

Наиболее полно влажностный режим материалов ограждений может быть описан с помощью потенциала влажности θ и относительного потенциала φ_θ, пользуясь которыми можно оценить влажностное состояние

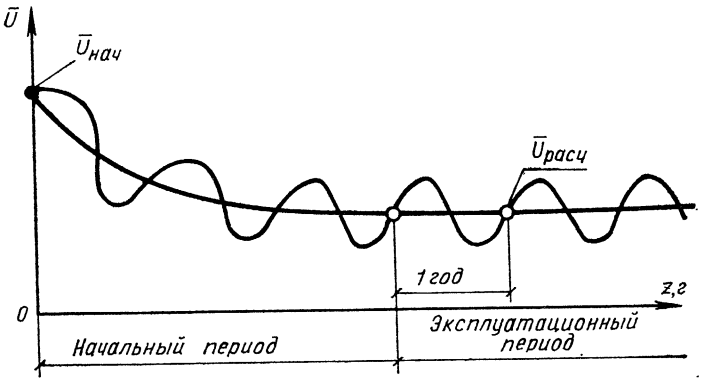


Рис. II.14. Схема изменения средней влажности материала в ограждении с начала эксплуатации здания

внутреннего воздуха помещения, самих материалов и комплексное влажностное воздействие наружной среды на ограждение. Материал, подвергаясь тепловлажностному воздействию окружающей среды, приобретает некоторую равновесную этой среде влажность. Она соответствует определенным значениям Θ, t или φ_θ. Следовательно, влажностное воздействие среды может быть определено по равновесной влажности, которую приобретает в этих условиях материал, и измерено с помощью θ, t и φ_θ. В условиях стационарной влагопередачи ограждение имеет некоторое равновесное совместному действию внутренней и наружной сред влажностное состояние. В однослойном ограждении, если принять условия влагопроводности и влагообмена на поверхностях одинаковыми, среднее значение потенциала влажности толщи ограждения равно

$$\Theta_т = \frac{\Theta_в + \Theta_н}{2}, \qquad (II.41)$$

где $\Theta_в$ и $\Theta_н$ — потенциалы влажности соответственно внутренней и наружной сред.

Эксплуатационная влажность материалов в ограждении, необходимая для расчета теплопередачи, равна среднегодовому значению в условиях установившихся периодических изменений воздействий окружающих сред. Для расчета средних за период условий достаточно рассмотрение стационарной влагопередачи. Зависимость (II.41) можно использовать для определения наиболее сложной характеристики процесса — среднегодового значения потенциала наружной среды

$$\Theta_н = 2\Theta_т - \Theta_в. \qquad (II.42)$$

Величину $\theta_в$ в (II.42) достаточно точно можно принять равной среднему за год значению потенциала влажности внутреннего воздуха (см. рис. II.5). Имеются данные натурных наблюдений за влажностью однослойных кирпичных, шлакобетонных и подобных им стен зданий (во многих географических районах), эксплуатируемых длительное время. По этим данным можно, зная среднегодовые значения температуры и влажности материала толщи ограждения, определить потенциал влажности $\theta_т$ [необходимый для расчета по (II.42)] с помощью зависимости $U(\theta, t)$.

Воспользуемся предложенным В. М. Ильинским [16] делением территории Советского Союза на три характерные влажностно-климатические зоны (карта трех основных влажностных зон территории Советского Союза приведена в СНиП). Для каждой зоны характерен определенный уровень влажностного воздействия наружной среды на ограждение зданий. Этот уровень воздействия для территории всей зоны может быть установлен по отдельным географическим пунктам, расположенным в данной зоне. Примем в качестве опорных пунктов Ленинград, расположенный во влажной зоне, Москву — в зоне нормальной влажности и Иркутск — в сухой зоне. Для этих городов Б. Ф. Васильевым приведена среднегодовая влажность кирпичных стен для зданий, длительное время находившихся в эксплуатации. С помощью зависимости $U_к(\theta, t)$ для красного кирпича (рис. II.15), зная среднегодовые значения влажности $U_к$ и температуры кирпичных стен зданий, можно найти $\theta_т$. В табл. II.4 приведены данные $\Theta_в$ и $\Theta_т$, по которым

рассчитаны $\theta_н$ — значения потенциала влажности наружной среды.

К зонам одинакового влажностного воздействия на ограждения относятся районы с различными температурными условиями. В связи с этим потенциал влажности $\theta_н$ наружной среды заметно изменяется внутри зоны. Учитывая это обстоятельство, для оценки уровня воздействия на ограждения наружного климата отдельных

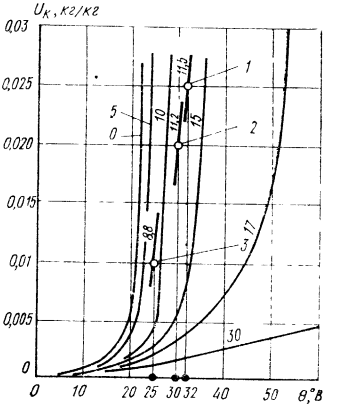


Рис. II.15. Зависимость $U_к(\Theta t)$ для красного кирпича с нанесенными на нее значениями равновесных среднегодовых влажностей кирпичных стен

1 — среднегодовая влажность кирпичных стен в Ленинграде; *2* — то же, в Москве; *3* — в Иркутске; цифры на кривых — температура, °С

влажностных зон удобно использовать шкалу относительного потенциала влажности. Если измерить этот уровень в шкале φ_Θ для географического района, расположенного в определенной влажностной зоне, то это значение $\varphi_{\Theta_н}$ можно распространить на всю зону, для которой он будет постоянным. В табл. II.4 приведены значения $\varphi_{\Theta_н}$ для трех влажностно-климатических зон и использованные для этого данные о $\Theta_н$ и $t_н$ и о тепловлажностном состоянии внутренней среды и материала однородного кирпичного ограждения.

Относительный потенциал $\varphi_{\Theta_н}$ влажностного воздействия на ограждения наружного климата — сложный показатель. Он учитывает среднее за год суммарное действие на ограждение не только температуры, влажности наружного воздуха, но и осадков, скорости и направления ветра, солнечной радиации и др., т. е. всех характеристик наружной среды, влияющих на влажност-

Таблица II.4. **Относительный потенциал влажности наружной среды нормативных влажностных зон**

Город	Влажностная зона	Характеристики тепловлажностного состояния								
		внутреннего климата			массива ограждения			наружного климата		
		$t_в$	$\varphi_в$	$\theta_в$	$t_т$	$U_т$	$\theta_т$	$t_{год}$	$\theta_н$	$\varphi_{\theta_н}$
Ленинград	Влажная	18,7	59,1	29	11,5	0,025	32	4,2	35	2,15
Москва	Нормальная	18,8	59,1	30	11,2	0,02	30	3,6	30	2
Иркутск	Сухая	18,7	59	29	8,8	0,01	25	—1,2	21	1,5

ное состояние ограждений. Потенциал влажности $\theta_н$ для любого района внутри зоны можно вычислить по $\varphi_{\theta_н}$ и среднегодовой температуре наружного воздуха в этом районе, пользуясь зависимостями $\varphi_\theta(U_{ф.б})$ и $U_{ф.б}$ (θ, t) (см. рис. II.4 и II.7).

В табл. II.4 потенциал $\theta_в$ принят для жилых помещений. В общем же случае влажностное состояние в помещении, воздействующее на ограждение, следует также оценивать в шкале относительного потенциала влажности. Средние за год параметры внутреннего воздуха в помещениях зависят от их назначения и в определенной мере от места расположения здания. Оценивая влажностное состояние различных помещений с помощью величины $\varphi_{\theta_в}$, можно по фактическим данным о $t_в$ определить потенциал влажности $\theta_в$ их внутренней среды. В табл. II.5 приведены значения $\varphi_{\theta_в}$, полученные расчетом для помещений четырех градаций влажностного режима, принятых в нормах.

Зная $\theta_в$ и $\theta_н$, можно определить среднегодовое эксплуатационное влажностное состояние любого слоя материала многослойного ограждения. Потенциал влажности слоя ограждения, соответствующий этому состоянию, равен:

$$\theta_{сл} = \theta_в - \overline{R}_{в-сл}(\theta_в - \theta_н), \qquad (II.43)$$

где $\overline{R}_{в-сл}$ — относительное сопротивление влагопередаче, равное отношению сопротивления влагопередаче от внутренней среды до середины рассматриваемого слоя к общему сопротивлению влагопередаче ограждения.

Таблица II.5. **Относительный потенциал влажности внутренней среды помещений с различным влажностным режимом**

Назначение помещения	Температурно-влажностные условия в помещении (среднегодовые)					Влажностный режим помещения (по СНиП)	Предлагаемые градации $\varphi_{\theta_в}$
	$t_в$	$\varphi_в$	$\theta_в$	$U_{ф.б}$	$\varphi_{\theta_в}$		
Проектное бюро, чертежный зал, библиотека	19	До 45	До 23	0,064	0,44	Сухой	До 0,45
Жилой дом, поликлиника, детский сад, ясли	19	До 50	До 24,5	0,072	0,51	Нормальный	До 0,53
Душевые и раздевальные при них	25	59—75	37—61	0,068—0,096	0,47—0,67	Влажный	До 0,66
Бани, прачечные	30	Более 75	Более 110	Более 0,095	Более 0,66	Мокрый	Более 0,66

Эксплуатационное влажностное состояние слоя материала зависит не только от величины $\theta_{сл}$, но и от средней за год его температуры $t_{сл}$, рассчитываемой по формуле, аналогичной (II.43), поэтому его влажностное состояние также удобно определить относительным потенциалом влажности $\varphi_{\theta_{сл}}$.

Установим связь между рассмотренной методикой расчета влажностного состояния материалов в ограждении и рекомендациями норм по выбору их характеристик. В нормах даны три градации значений характеристик, которые соответствуют различной степени

Таблица II.6. **Эксплуатационное влажностное состояние материалов в однослойном ограждении**

Влажностный режим помещения		Градации норм и $\varphi_{\theta_{сл}}$ для влажностных климатических зон строительства					
		сухой, $\varphi_{\theta_н}=1{,}5$		нормальной, $\varphi_{\theta_н}=2$		влажной, $\varphi_{\theta_н}=2{,}15$	
режим помещения	относительный потенциал влажности $\varphi_{\theta_в}$	графа	$\varphi_{\theta_{сл}}$	графа	$\varphi_{\theta_{сл}}$	графа	$\varphi_{\theta_{сл}}$
Сухой	До 0,45	А	0,97	А	1,22	Б	1,3
Нормальный	От 0,45 до 0,53	А	1,01	А	1,27	Б*	1,34
Влажный	От 0,53 до 0,66	Б	1,08	Б*	1,33	Б*	1,4
Мокрый	Более 0,66	Б*	Более 1,08	В*	Более 1,33	Б*	Более 1,4

Примечание. Значения $\varphi_{\theta_{сл}}$ — приближенные, получены как средние между $\varphi_{\theta_в}$ и $\varphi_{\theta_н}$.

увлажнения материалов. Характеристики рекомендуется выбирать только в зависимости от влажностного режима помещений и влажностно-климатической зоны строительства. В нормативном методе не учитывается расположение материала в конструкции, поэтому эти рекомендации, строго говоря, применимы только для расчета однослойных ограждений. В табл. II.6 приведены данные, полученные с учетом значений $\varphi_{\theta_н}$ и $\varphi_{\theta_в}$,

которые позволили определить диапазоны значений $\varphi_{\theta_{сл}}$, соответствующие трем градациям норм, принятым для выбора теплофизических характеристик материалов (графы А, Б и Б* табл. 1 СНиП II-А.7-71).

Анализ данных табл. II.6 показывает определяющее влияние на влажностный режим ограждений наружной среды (для мокрых помещений внутренняя среда также значительно влияет на состояние ограждений). Как видно из таблицы, вероятно, правильно к группе Б* относить ограждения всех зданий влажной зоны, ограждения мокрых помещений всех трех зон и влажных помещений нормальной влажностной зоны. Ограждения зданий других влажностных режимов помещений в зоне с нормальной влажностью — к группе Б; в сухой зоне — к группе А.

На основе табл. 6 можно принять определенные диапазоны относительного потенциала влажности $\varphi_{\theta_{сл}}$ материалов в слоях, соответствующие принятым в СНиП градациям:

Градации норм (графы таблицы СНиП)	Диапазоны значений $\varphi_{\theta_{сл}}$
А	До 1,1
Б	1,1—1,3
Б*	Свыше 1,3

Последовательность выбора теплофизических характеристик материалов в многослойных ограждениях с учетом их эксплуатационной влажности предлагается следующей. В расчет принимается среднегодовой режим влагопередачи ограждения. Определив влажностную зону $\varphi_{\theta_н}$ и среднюю за год температуру наружного воздуха, находим $\theta_н$. Зная назначение помещения, устанавливаем $t_в$, потенциал влажности внутренней среды $\theta_в$ и $\varphi_{\theta_в}$. Вычисляем для отдельных слоев ограждения $\theta_{сл}$, $t_{сл}$ и находим $\varphi_{\theta_{сл}}$. По значению $\varphi_{\theta_{сл}}$ определяем графы таблицы СНиП, по которым принимаем значения теплофизических характеристик материалов слоев ограждения.

ГЛАВА III

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ОГРАЖДЕНИЯ

III.1. СТАЦИОНАРНАЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ЧЕРЕЗ СЛОЖНОЕ НАРУЖНОЕ ОГРАЖДЕНИЕ

Стационарное температурное поле является наиболее простым случаем теплопередачи ограждения. Его легко рассчитать, поэтому при проектировании ограждений и систем кондиционирования расчетные условия стремятся привести к неизменным во времени.

Для современных ограждений характерно разделение защитных и конструктивных функций между отдельными материальными слоями. В многослойных ограждениях перепады температуры по сечению пропорциональны соответствующим термическим сопротивлениям и дифференциальное уравнение одномерного стационарного температурного поля удобно представить в виде

$$\partial^2 t / \partial R^2 = 0 \, . \qquad \text{(III.1)}$$

Запись уравнения (III.1) относительно сопротивления теплопроводности R позволяет воспользоваться вместо геометрического масштаба масштабом термических сопротивлений и вести расчет температурного поля, включая в общую теплопередачу ограждения сопротивления теплообмену на его поверхностях. Решение оказывается простым, так как температура изменяется в сечениях ограждения по прямой линии.

Однако в реальных конструкциях, особенно в стеновых панелях, практически нельзя выделить участки, в пределах которых выдерживается одномерность температурного поля, и для их расчета одномерное решение неприменимо. Примыкающие внутренние конструкции, откосы оконных проемов и др. приводят к формированию в сечениях ограждения двух- и трехмерных полей (рис. III.1), последние выражаются дифференциальным уравнением

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda \frac{\partial t}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\lambda \frac{\partial t}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\lambda \frac{\partial t}{\partial z}\right) = 0, \qquad \text{(III.2)}$$

где λ — заданное распределение теплопроводности материалов по направлению осей координат x, y, z в сечении ограждения.

В строительной теплотехнике обычно ограничиваются рассмотрением двухмерных температурных полей.

Решение уравнения (III.2) сложнее чем (III.1) для одномерного поля. Аналитические методы [24, 36, 41] здесь могут быть использованы для ограниченного круга задач. Но они представляют интерес в связи с возможностью правильно учесть влияние основных факторов, формирующих простейшие температурные поля, и приближенно проанализировать основные случаи слож-

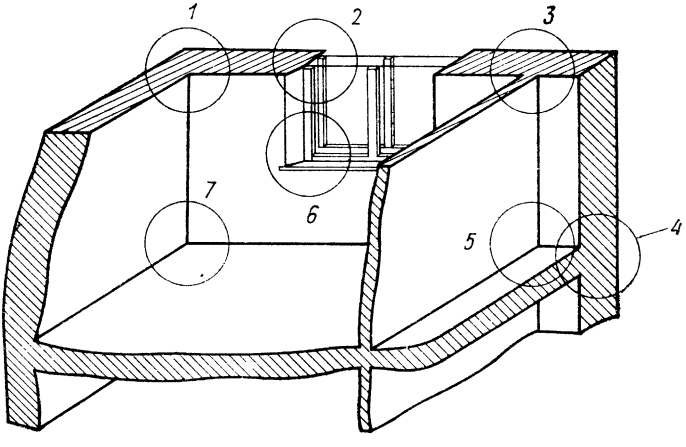


Рис. III.1. Участки формирования двухмерных (*1*, *2*, *3*, *4*) и трехмерных (*5*, *6*, *7*) температурных полей в наружных ограждениях здания

ной теплопередачи в ограждениях и элементах отопительно-охладительных систем.

Для большинства случаев, когда наряду с двухмерностью приходится учитывать неоднородность сечения ограждений и сложные граничные условия, аналитические методы неприменимы, и для решения используют приближенные численные методы [24, 43], которые обеспечивают его достаточную точность.

Метод суперпозиции

Сущность метода суперпозиции (или метода наложения) в общем виде можно сформулировать [48] так: если температурные поля в исследуемой области, возникающие под действием тепловых воздействий на ее границах и в самой области, описываются линейными уравнениями и линейными граничными условиями, то темпе-

ратурные поля, создаваемые отдельными тепловыми воздействиями, оказываются независимыми. При этом результирующее температурное поле является суммой полей, возбуждаемых в области отдельными тепловыми воздействиями.

Решение сложных двух- и трехмерных задач теплопроводности в некоторых случаях может быть сравнительно легко получено методом суперпозиции — суммированием простых решений, соответствующих частным составляющим общей задачи. В случае если условия на границах, принятые для решения частных составляющих, в сумме дадут граничные условия общей задачи, то и сумма частных решений даст общее решение. Выполнить это не всегда удается. Однако во многих случаях, особенно когда условия на границах одного рода, эта зависимость соблюдается, тогда значительно упрощается решение порой очень сложных задач.

Температурные поля сложных элементов конструкций формируются под действием ряда простейших условий и явлений, некоторые из них могут быть приведены к известным, хорошо исследованным задачам теплопередачи. Это обстоятельство позволяет широко пользоваться в строительной теплотехнике методом суперпозиции. Этим методом можно рассчитать теплопередачу элемента в виде ребра, примыкающего к наружному ограждению или нагревательному прибору, при разных условиях теплообмена на его поверхностях, определить сложное температурное поле сечения наружной стены в зоне откоса оконного проема (толстое ребро), а также найти приведенное сопротивление теплопередаче сложной конструкции, решить сложные задачи нестационарной теплопроводности и т. д.

Широкие возможности метода наложения позволяют в дальнейшем задачу стационарной теплопередачи через реальные ограждения рассматривать как задачу расчленения сложных тепловых систем на простые и характерные элементы и получения для них решений в общем виде и в одинаковой форме.

Фактор формы

Для конструкции некоторых современных зданий, как было сказано, характерны сложная геометрия и неоднородность сечения. Размеры помещения в плане и вы-

сота этажей обычно небольшие, часты места примыкания внутренних конструкций к наружным стенам. Площадь наружной стены складывается из узких межоконных простенков, подоконной и надоконной частей. Ребра и обрамления панелей создают в толще теплоизолирующего слоя ограждения теплопроводные включения.

При всем многообразии форм и конструктивных решений наружных ограждений в их сечениях можно выделить одинаковые элементы, в которых нарушается одномерность температурного поля (см. рис. III.1). В сечении наружной стены характерными в теплотехническом отношении являются следующие элементы: откос оконного проема, наружный угол, стык с внутренними ограждениями помещения, теплопроводные включения. Двухмерные температурные поля этих элементов имеют сложную конфигурацию, которая определяется геометрической формой сечения, соотношением проводимостей отдельных его частей и условиями теплообмена.

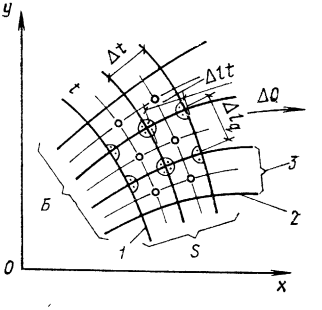


Рис. III.2. Ортогональная сетка криволинейных квадратов в сечении ограждения

S — число изотемпературных полос; *1* — изотермы; *2* — линии токов тепла; *3* — трубка тока тепла; *Б* — число «трубок» тока

Теплообмен на поверхностях может быть приближенно учтен при расчете температурного поля введением эквивалентных по сопротивлению теплообмену слоев. Тогда особенность теплопередачи через отдельные элементы будет следствием (при выдерживании соотношений проводимостей отдельных частей) только конфигурацией сечения.

Теплопередачу через сложные элементы ограждения удобно характеризовать с помощью так называемого фактора формы. Метод определения фактора формы основан на свойствах ортогональной сетки, образованной линиями токов тепла и изотермами в сечении ограждения. В ортогональной сетке криволинейных квадратов (рис. III.2) в пределах каждого квадрата среднее расстояние между изотермами Δl_t равно среднему расстоянию между линиями токов тепла Δl_q ($\Delta l_t = \Delta l_q$).

В такой сетке поток тепла в «трубке», образованной двумя линиями тока тепла, равен:

$$\Delta Q = \lambda \Delta t = \frac{\lambda}{A}(\tau_1 - \tau_2), \qquad \text{(III.3)}$$

где Δt — перепад температур между соседними изотермами; τ_1 и τ_2 — температуры на границах области; А — число интервалов между изотермами (число изотермических полос).

Если число трубок тока (интервалов между линиями тепловых потоков) в пределах рассматриваемой области обозначить через Б, то общее количество проходящего через нее тепла

$$Q = \frac{Б}{A}\lambda(\tau_1 - \tau_2). \qquad \text{(III.4)}$$

Из уравнения (III.4) следует, что коэффициент проводимости тепла какой-то области (части ограждения) равен:

$$K_т = \frac{Б}{А}\lambda. \qquad \text{(III.5)}$$

Отношение $Б/А$ — геометрический параметр, характеризующий проводимость области определенной конфигурации.

Геометрические размеры сечений в ограждении удобно измерять толщинами основной конструкции ограждения (в калибрах). В случае одномерного поля для области стены шириной по поверхности в один калибр отношение $Б/А$ равно единице, при ширине в два калибра $Б/А$ равно двум и т. д. Для двухмерной области эти величины оказываются другими. Отношение геометрических параметров двухмерной и одномерной областей при одинаковой ширине по поверхности и назовем фактором формы.

В конструкциях ограждения углы, стыки, откосы вызывают нарушение одномерности температурного поля. Протяженность зоны нарушения обычно не выходит за пределы двух калибров. Поэтому для характерных элементов ограждения фактор формы f будем определять для ширины по поверхности в два калибра:

$$f = \frac{Б/А}{2}, \qquad \text{(III.6)}$$

где $Б/А$ — отношение числа трубок тока к числу изотермических полос в ортогональной сетке криволинейных квадратов двухмерного

температурного поля характерного элемента шириной по поверхности в два калибра; *2* — то же, отношение для одномерного температурного поля при одинаковой ширине по поверхности в два калибра.

Фактор формы показывает, во сколько раз изменяется поток тепла через двухмерную область по сравнению с одномерной при прочих равных условиях.

Для ограждений (в том числе и многослойных), имеющих конечные значения сопротивления теплообмена, за калибр удобно принять условную толщину эквивалентной однородной стенки, имеющей сопротивление теплопроводности R_0, равное сопротивлению теплопередаче ограждения, и теплопроводность λ, равную теплопроводности теплоизоляционного материала ограждения. Калибр (условная толщина) такой стенки равен λR_0. Ширина в два калибра, которая принимается при определении фактора формы, равна:

$$a_f = 2\lambda R_0. \qquad \text{(III.7)}$$

Для угла и стыка в отличие от остальных элементов ограждения фактор формы может быть вычислен относительно внутренней или наружной поверхности. Температурное поле для определения фактора формы строят численным, графическим методом, расчетом на ЭВМ или используя метод электротепловой аналогии. В последнем случае фактор формы может быть определен непосредственным измерением сопротивления (проводимости) электрической модели элемента ограждения, выполненной в виде сетки или геометрического аналога.

Теплопередача через характерные элементы ограждения

Теплопередача через ограждение с проемом. Откос оконного проема (рис. III.3, *а*) можно представить как торец толстого ребра с эквивалентными по теплообмену слоями на поверхностях. Температуры такого торца и внутренней поверхности стены равны температуре помещения. По оси заполнения оконного проема (вторая боковая поверхность ребра) задана также постоянная температура, равная температуре в этом сечении ограждения на глади стены. Задачу можно решить методом суперпозиции. На рис. III.3, *б* показана общая постановка задачи, она расчленена на две более простые: *1*

(рис. III.3, *в*) и 2 (рис. III.3, *г*). Из рассмотрения условий для задач 1 и 2 видно, что они удовлетворяют требованию метода суперпозиции, так как сумму температур, заданных на границах в задаче 1 (t_1) и 2 (t_2), равны температурам t на этих границах в общей постановке.

Действительно:

$$\left.\begin{aligned} t_1(x, 0) + t_2(x, 0) &= t(x, 0); \\ t_1(0, y) + t_2(0, y) &= t(0, y); \\ t_1(x, \delta) + t_2(x, \delta) &= t(x, \delta). \end{aligned}\right\} \qquad \text{(III.8)}$$

На границе $x \to \infty$ во всех трех случаях задано условие, что тепловой поток отсутствует.

Решение задачи 1:

$$\theta_1 = \frac{t_1(x, y) - t_1(x, 0)}{t_1(x, \delta) - t_1(x, 0)} = \frac{y}{\delta}. \qquad \text{(III.9)}$$

Решение задачи 2:

$$\theta_2 = \frac{t_2(x, y) - t_2(0, \delta)}{t_2(\delta, 0) - t_2(0, \delta)} = \frac{2}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin(n\pi y/\delta)}{n e^{\frac{n\pi y}{\delta}}}. \qquad \text{(III.10)}$$

Сумма этих частных результатов дает общее решение задачи. Температурное поле в сечении ограждения около откоса построено графически (рис. III.4). На рисунке даны кривые относительных избыточных температур:

$$\theta = \frac{t(x, y) - t(x, 0)}{t(x, \delta) - t(x, 0)}$$

в поле с относительными координатами x/δ и y/δ.

Изотерма $t_0 = t(x, 0)$, совпадающая с осью заполнения оконного проема, проходит параллельно поверхностям ограждения, на которых заданы температуры $t_в = \text{const}$ и $t_н = \text{const}$.

Ее величина может быть определена из уравнения

$$\frac{t_в - t(x, 0)}{t_в - t_н} = \frac{R_{в-о}}{R_0}, \qquad \text{(III.11)}$$

где $R_{в-о}$ — сопротивление теплопередаче от воздуха помещения до оси заполнения оконного проема; R_0 — общее сопротивление теплопередаче ограждения.

Потери тепла через ограждение с проемом больше по сравнению с потерями через гладкую стену при одинаковой ширине по поверхности в два калибра. Определим фактор формы для откоса проема. В данном случае за калибр надо принять условную толщину ограждения от его внутренней поверхности до оси заполнения оконного проема.

Расчеты двухмерного температурного поля ограждения около окна на электроинтеграторе показывают, что продольное сечение ограждения, соответствующее оси заполнения оконного проема, действительно, практически совпадает с изотермой. Из этих расчетов также следует, что существенное влияние на теплопередачу через откосы оказывает степень его заполнения оконной коробкой. Если принять, что в пределах толщины оконной коробки поток тепла через поверхность откоса равен нулю (полная теплоизоляция), то решение может быть представлено в обобщенном виде для произвольных значений Δ/δ (Δ и δ — толщины (см. рис. III.3, *а*) соответственно оконной коробки и ограждения от внутренней его поверхности до оси заполнения). Результат аналитического решения, приведенный на рис. III.4, является частным случаем ($\Delta/\delta =$

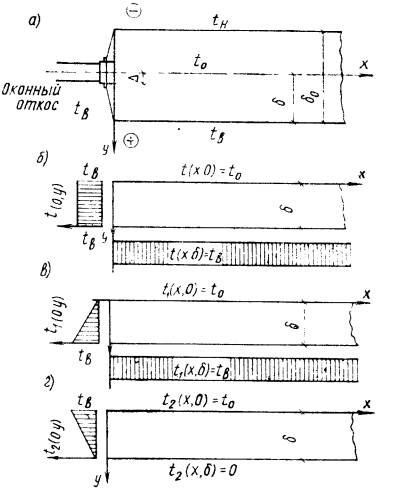


Рис. III.3. Решение задачи теплопередачи через оконный откос в наружной стене

а — схема ограждения с проемом; *б* — общая постановка задачи, *в* и *г* — расчленение ее на две частные составляющие

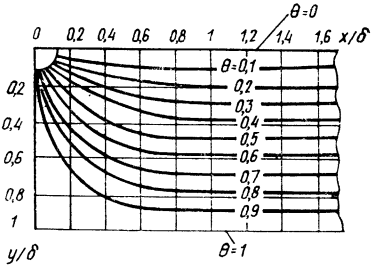


Рис. III.4. Температурное поле полуограниченного толстого ребра (откоса проема) с разными температурами боковых поверхностей

$=0$) общего решения. Наиболее удобно результаты расчетов обобщить с помощью фактора формы. На рис. III.5 показана зависимость фактора формы откоса $f_{отк}$ от отношения Δ/δ, которую можно использовать для приближенного расчета теплопередачи ограждения с оконным проемом.

Температура на поверхности откоса и на прилегающих к нему участках стены приближенно может быть получена с помощью графика рис. III.4. Для этого нужно от условных поверхностей откоса и стены на графике отложить размер эквивалентного теплообмену слоя. Значение θ в этих сечениях приближенно будут соответствовать распределению относительной избыточной температуры по поверхности откоса и стены.

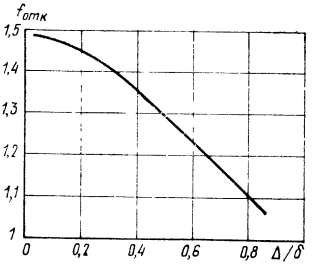


Рис. III.5. Зависимость фактора формы откоса проема в ограждении от степени заполнения откоса оконной коробкой

Теплопередача через ограждение около угла. К толщине стены добавлены эквивалентные слои, на поверхностях которых заданы температуры внутреннего и наружного воздуха. Температурное поле угла в виде ортогональной сетки криволинейных квадратов изображено на рис. III.6:

$$\theta = f(x/\delta;\ y/\delta). \qquad \text{(III.12)}$$

Для наружного угла фактор формы $f_{уг}$ (отнесенный к наружной поверхности ограждения), как следует из расчета температурного поля (рис. III.6), равен:

$$f_{уг} = Б/А \cdot 2 = \frac{6{,}8}{5 \cdot 2} = 0{,}68 \qquad \text{(III.13)}$$

В пределах расстояния, равного двум калибрам от угла ограждения по его внешней поверхности, тепла теряется на 32% меньше, чем через такую же площадь по глади стены. Фактор формы, отнесенный к внутренней поверхности угла, равен 1,18. Это значит, что через площадь в два калибра внутренней поверхности около угла теряется на 18% тепла больше, чем через такую же площадь по глади стены.

При теплотехническом расчете ограждения важно правильно определить температуру на внутренней поверхности наружного угла (рис. III.7). Кривая *2* на рисунке показывает изменение относительной избыточной температуры по оси угла. На этом же графике проведена прямая линия *1*, соответствующая изменению темпе-

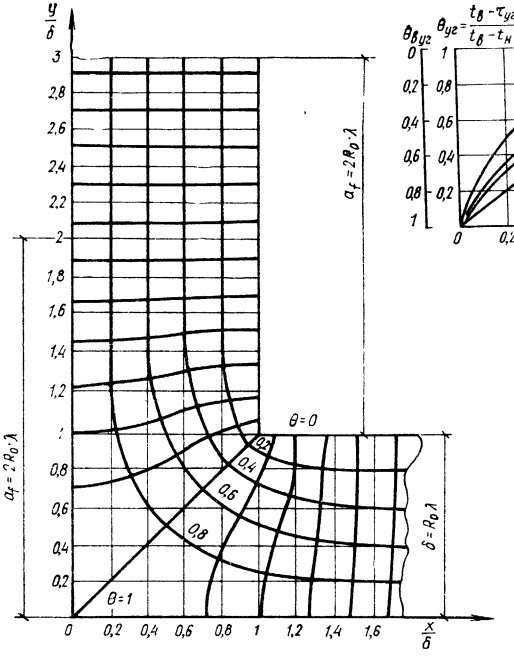


Рис. III.7. Изменение относительной избыточной температуры в сечении ограждения на его глади (*1*) и то же по оси угла (*2*)

3, *4* — расчетные кривые при $\alpha_в$ на внутренней поверхности угла, Вт/(м²·К) [ккал/(м·ч·°С)], соответственно 8,1 (7) и 5,8 (5)

Рис. III. 6. Ортогональная сетка изотерм и линий токов тепла в сечении наружного угла однородного ограждения

ратуры по сечению на глади стены, в удалении от угла. Разность ординат линий *1* и *2* позволяет определить понижение температуры в углу относительно глади стены. Результаты точного решения, полученные К. Ф. Фокиным методом электротепловой аналогии при коэффициентах теплообмена на внутренней поверхности в зоне угла $\alpha_в=$ $=8{,}1$ (7) (кривая *3*) и $\alpha_в=5{,}8$ (5) (кривая *4*), нанесены на график рис. III.7. Как видно из рисунка, приближенное решение дает результаты с некоторым запасом.

Безразмерное температурное поле на рис. III.6 справедливо также для внутреннего угла наружного огражде-

ния, вдающегося в помещение. Теплопотери в зоне внутреннего угла, отнесенные к наружной поверхности в два калибра, оказываются в данном случае больше, чем на глади стены, в 1,18 раза (фактор формы равен 1,18). Фактор формы, определенный относительно внутренней поверхности, равен 0,68.

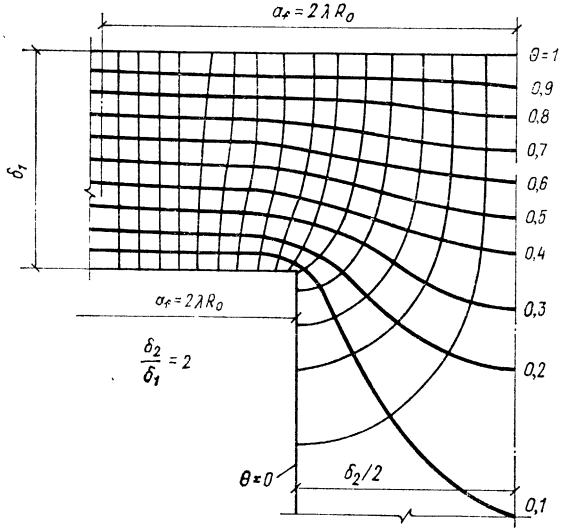


Рис. III.8 Ортогональная сетка изотерм и линий токов тепла в сечении стыка однородных наружной и внутренней стен при $\delta_2/\delta_1 = 2$

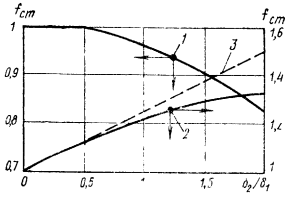


Рис. III. 9. График зависимости фактора формы стыка $f_{ст}$ от отношения δ_2/δ_1

1 — по наружному обмеру; *2* — то же, по внутреннему; *3* — по глади стены с учетом толщины перегородки

Теплопередача через ограждение в зоне стыка. Стык образуется при примыкании внутренних конструкций (перегородок, перекрытий и др.) к наружному ограждению. Теплопередачу стыка рассчитали на электроинтеграторе для однородной области с граничными условиями первого рода для отношения толщины перегородки δ_2 к толщине стены δ_1 (δ_2/δ_1), равного 2 (рис. III.8). Подобные температурные поля построены для других отношений δ_2/δ_1 и по ним определены факторы формы стыка $f_{ст}$.

На рис. III.9 показана зависимость $f_{ст}$ (для двух калибров в одну сторону от оси стыка по наружной и внутренней поверхностям ограждения) от δ_2/δ_1.

По температурным полям области однородного стыка можно приближенно определить температуру внутренней поверхности угла стыка $t_{ст}$. Решение для определения этой температуры приведено в виде зависимости

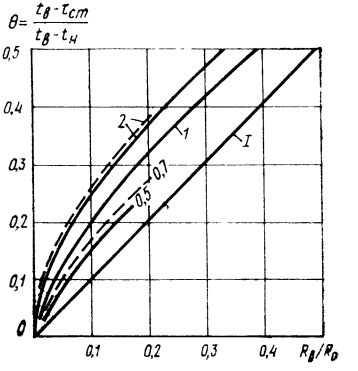


Рис. III.10. Изменение относительной избыточной температуры в сечении ограждения по его глади (*I*) и по оси угла сопряжения наружной и внутренней стен при разных значениях δ_2/δ_1; пунктиром — по [36]; цифры на кривых — δ_2/δ_1

относительной избыточной температуры в углу стыка (на рис. III.10):

$$\theta_{ст} = f(\delta_2/\delta_1;\ R_в/R_0). \qquad \text{(III.14)}$$

На рисунке дополнительно нанесены кривые, построенные по данным аналитического решения А. А. Сандера [36].

Материал перегородок, как правило, отличается от материала стен. Потери тепла вдоль перегородки возрастают пропорционально квадратному корню из отношения значений теплопроводности материала перегородки, если не учитывать фактических изменений температуры стыка перегородки с наружной стеной в условиях двухмерного температурного поля неоднородного сечения. На электроинтеграторе был решен ряд задач по определению температурного поля стыка стены с перегородкой при $\delta_2/\delta_1 = 0{,}5$ и различной теплопроводности материала перегородки. Анализ результатов показал, что изменение теплопроводности материала перегородки в широких пределах практически не влияет на теплопотери и $f_{ст}$ остается почти неизменным (рис. III.11). Возмущающее влияние изменения теплопроводности материала перего-

родки на теплопередачу через наружную стену практически неощутимо.

Теплопередача через ограждение с теплопроводными включениями. Для конструкций с теплопроводными включениями характерно сложное температурное поле сечения ограждения. В зоне стыка между теплоизоляци-

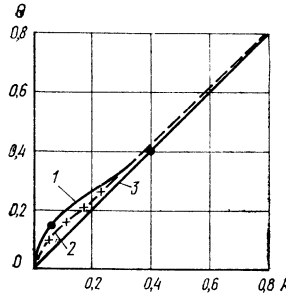


Рис. III.11. Распределение относительной избыточной температуры в сечении наружного ограждения по оси перегородки при разных значениях теплопроводности материалов перегородки λ_2 и ограждения λ_1 для $\delta_2/\delta_1=0{,}5$

1—в однородном стыке ($\lambda_1=\lambda_2$); *2*—в неоднородном стыке ($\lambda_1=0{,}5\lambda_2$); *3* — в сечении ограждения по его глади

онным $\lambda_{т.и}$ и теплопроводным $\lambda_{т.в}$ материалом возникает двухмерное температурное поле (рис. III.12).

Температура на внутренней поверхности ограждения изменяется от $\tau_в$ на глади теплоизоляционного материа-

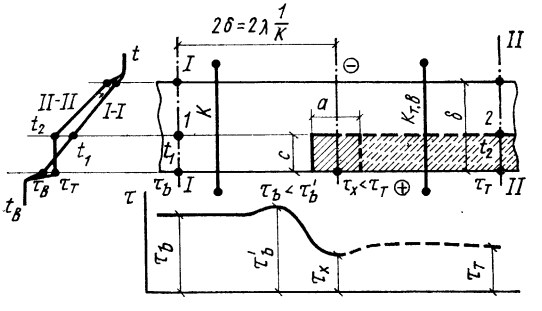


Рис. III.12. Изменение температуры в сечениях и по поверхности ограждения в зоне несквозного теплопроводного включения, расположенного около внутренней поверхности ограждения

ла вдали от стыка до температуры $\tau_т$ вдали от стыка на глади сечения с теплопроводным материалом. Размер теплопроводного включения обычно меньше зоны влияния стыка, поэтому температура поверхности включения отличается от $\tau_т$.

Для расчета температуры τ_x на внутренней поверхности включения обычно пользуются коэффициентом $\theta_{вкл}$ — относительной избыточной температурой:

$$\theta_{вкл}=\frac{\tau_в-\tau_x}{\tau_в-\tau_т}. \qquad (III.15)$$

Он показывает, на какую долю от перепада $\tau_в$—$\tau_т$ понижается температура τ_x на поверхности включения относительно $\tau_в$. Величина $\theta_{вкл}$ зависит от значений теплопроводности материала стены и включения, от сопротивления тепловосприятию и теплоотдаче, но в основном она определяется соотношениями размеров включения и сте-

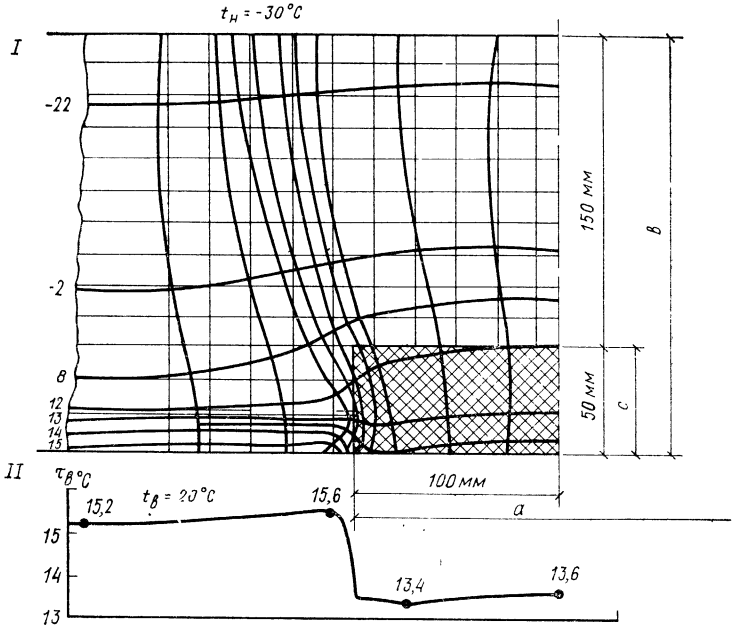


Рис. III.13. Ортогональная сетка изотерм и линий токов тепла в сечении ограждения с несквозным теплопроводным включением на внутренней поверхности ограждения при $a/b = 1$ и $c/b = 0{,}25$

I — ортогональная сетка изотерм и линии токов тепла; *II* — распределение температуры на внутренней поверхности ограждения; цифры на кривых — температуры, °С

ны. Наиболее простым является случай, когда ребро из теплопроводного материала частично или полностью прорезает малотеплопроводную толщу основной конструкции (рис. III.13). Для несквозного включения, расположенного с внутренней стороны ограждения, характерным является то, что величина $\theta_{вкл}$ оказывается в основном больше единицы и температура τ_x ниже $\tau_т$.

На рис. III.14 приведены кривые изменения $\theta_{вкл}$ от относительных (к толще ограждения b) размеров включения c/b и a/b. Кривые имеют максимум, значения которого тем больше, чем меньше c/b. Уменьшение c/b связано с понижением $\tau_в$—$\tau_т$, поэтому при видимом на графике увеличении $\theta_{вкл}$ искомая разность температур $\tau_х$—$\tau_т$ уменьшается. Расчеты с разными соотношениями λ материала включения и основной конструкции подтвер-

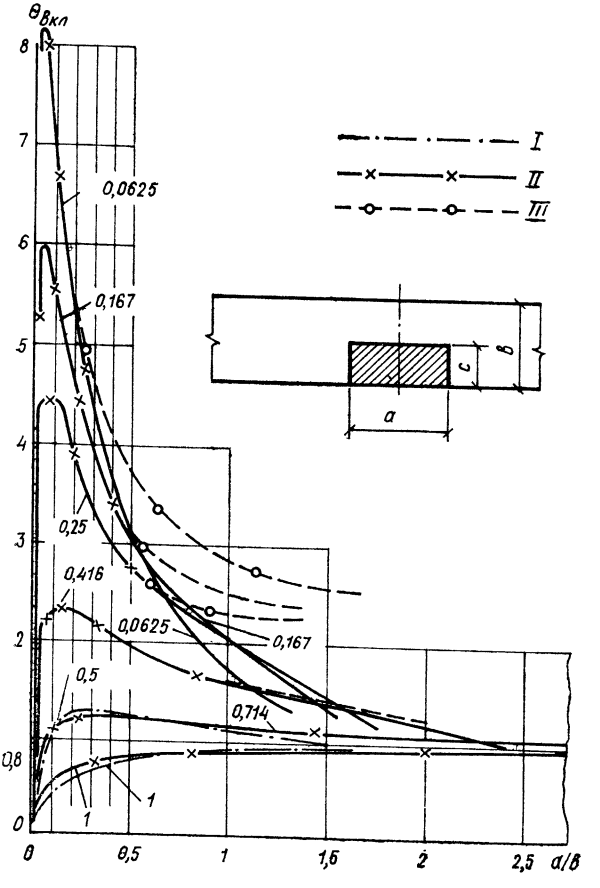


Рис. III.14. Зависимость $\theta_{вкл}$ от геометрических размеров теплопроводного включения

I — данные СНиП; *II* — по центру включения; *III* — для минимальной температуры на поверхности включения; цифры на кривых — $c/в$

дили его влияние на показатель $\theta_{вкл}$. Результаты, приведенные на рис. III.13, получены при значениях $\alpha_в = 8{,}7$ (7,5); $\alpha_н = 29{,}2$ (20); $\lambda_{т.и} = 0{,}116$ (0,1); $\lambda_{т.в} = 1{,}16$ (1). Их можно использовать для расчета конструкций с другими теплофизическими показателями.

Через зону теплопроводного включения потери тепла больше, чем через гладь стены. Их удобно относить к 1 м длины включения. Относительное увеличение теплопотерь можно найти с помощью фактора формы включения $f_{вкл}$, который определим для ширины в два калибра в одну сторону от оси симметрии (в данном случае два калибра также будем считать равными $a_f = 2\lambda R_0$, принимая в этом выражении λ теплоизоляционного материала основной конструкции).

$$f_{вкл} = 1 + \frac{a}{4\lambda}(K_т - K), \qquad \text{(III.16)}$$

где $K_т$, K — коэффициенты теплопередачи, рассчитанные соответственно по сечениям теплопроводного включения и основной конструкции; a — ширина включения.

Дополнительные потери через включение в конструкции могут быть несколько иными, чем при равных условиях передает само включение при полной изоляции его торцов. В формуле (III.16) это обстоятельство не учитывается.

Приведенное сопротивление теплопередаче сложного ограждения

Потери тепла через всю площадь ограждения вследствие рассмотренных особенностей конструкции отличаются от рассчитанных в предположении одномерности температурного поля. Точный расчет может быть получен путем построения температурного поля с помощью электроинтегратора или другим методом. Однако для практики проектирования такие расчеты сложны.

Чтобы правильно определить теплопотери через сложное ограждение, необходимо использовать так называемое приведенное сопротивление теплопередаче ограждения $R_{о.пр}$ — сопротивление теплопередаче одномерного ограждения, потери тепла через которое равны теплопотерям сложного ограждения (при их одинаковой площади).

Выше были рассмотрены характерные для наружных стен элементы (см. рис. III.1), в которых формируются сложные температурные поля, и для них определены факторы формы (табл. III.1).

Таблица III.1. **Значение фактора формы характерных двухмерных элементов ограждения**

Характерный элемент ограждения	Фактор формы (условное обозначение)	Фактор формы при ширине по поверхности ограждения в два калибра по обмеру	
		наружному	внутреннему
Наружный угол	$f_{уг}$	0,68	1,18
Внутренний угол	$f_{в.уг}$	1,18	0,68
Откос проема в ограждении	$f_{отк}$	По графику рис. III.5	
Стык внутреннего и наружного ограждения (в одну сторону от оси стыка)	$f_{ст}$	По графику рис. III.9	
Теплопроводное включение (в одну сторону от оси включения)	$f_{вкл}$	По формуле III.16	

Величины f_i показывают, во сколько раз теплопотери через единицу длины характерного элемента при ширине по поверхности ограждения в два калибра больше потерь тепла по глади ограждения. Общие потери тепла через сложное ограждение, имеющее несколько двухмерных элементов протяженностью l_i, шириной a_{f_i} с различными значениями f_i, равны сумме:

$$Q = \frac{1}{R_o} F_o (t_в - t_н) + \frac{1}{R_o} \sum_i a_{f_i} l_i (f_i - 1)(t_в - t_н), \quad \text{(III.17)}$$

где F_o — площадь ограждения и R_o — сопротивление теплопередаче по его глади.

С помощью $R_{о.пр}$ величина Q может быть также определена по формуле

$$Q = \frac{1}{R_{о.пр}} F_o (t_в - t_н). \quad \text{(III.18)}$$

Приравнивая правые части уравнений (III.17) и (III.18), получим аналитическую зависимость для опре-

деления приведенного сопротивления теплопередаче ограждения:

$$R_{\text{о.пр}} = \frac{1}{1 + \dfrac{\Sigma\, a_f\,(f_i - 1)\, l_i}{F_{\text{о}}}}\, R_{\text{о}} = \gamma_{\text{пр}}\, R_{\text{о}}, \qquad \text{(III.19)}$$

где $\gamma_{\text{пр}}$ — показатель приведения сопротивления теплопередаче глади ограждения к сопротивлению теплопередаче сложного ограждения.

Если ограждение в зоне угла, откоса или стыка имеет теплопроводные включения, то в порядке первого приближения можно считать изменения теплопотерь независимыми от формы элемента и наличия в нем теплопроводного включения.

Для многослойных панелей со сложными обрамляющими ребрами, утепляющими включениями и др. $R_{\text{о.пр}}$ необходимо определять с помощью полного расчета температурного поля [41].

III.2. ОДНОСТОРОННИЙ НАГРЕВ И ОХЛАЖДЕНИЕ ОГРАЖДЕНИЯ

При регулярном отоплении помещения и устойчивых параметрах наружной среды в ограждении устанавливается стационарное распределение температуры. При скачкообразном изменении условий на поверхности ограждения произойдет перераспределение температуры от начального к соответствующему стационарной теплопередаче при новых условиях. Переходный процесс одностороннего нагрева или охлаждения может быть вызван изменением температуры или теплового потока на поверхности ограждения.

Рассмотрим первый вариант ступенчатого изменения температуры поверхности ограждения (рис. III.15).

В начальный момент в сечении ограждения распределение температуры стационарное $t(x, 0)$. Температуру внутренней поверхности изменили и поддерживают постоянной на новом уровне $t(0, z)$. На наружной поверхности температура остается неизменной. Переменное температурное поле в ограждении в виде обобщенного графика зависимости относительной избыточной температуры

$$\theta_t = \frac{t(x, z) - t(x, 0)}{t(x, \infty) - t(x, 0)} \qquad \text{(III.20а)}$$

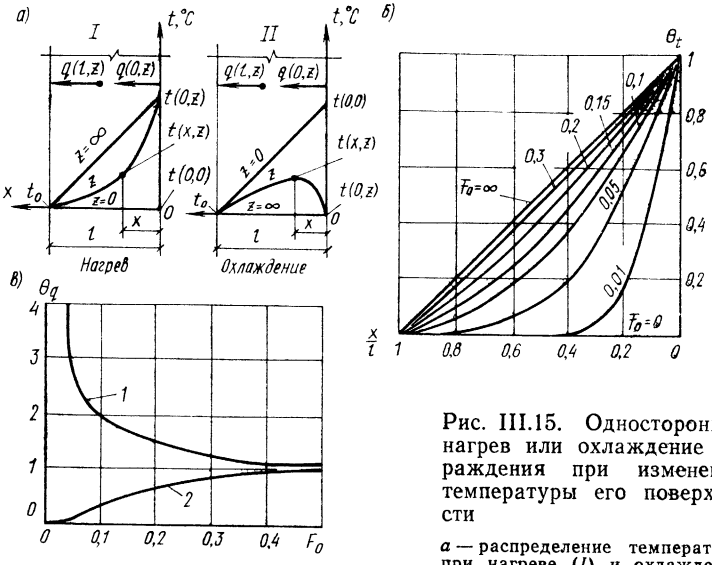


Рис. III.15. Односторонний нагрев или охлаждение ограждения при изменении температуры его поверхности

а — распределение температуры при нагреве (*I*) и охлаждении (*II*); *б* — распределение относительной избыточной температуры по сечению ограждения; *в* — изменение относительных избыточных тепловых потоков на внутренней (*1*) и наружной (*2*) поверхностях ограждения в зависимости от F_o

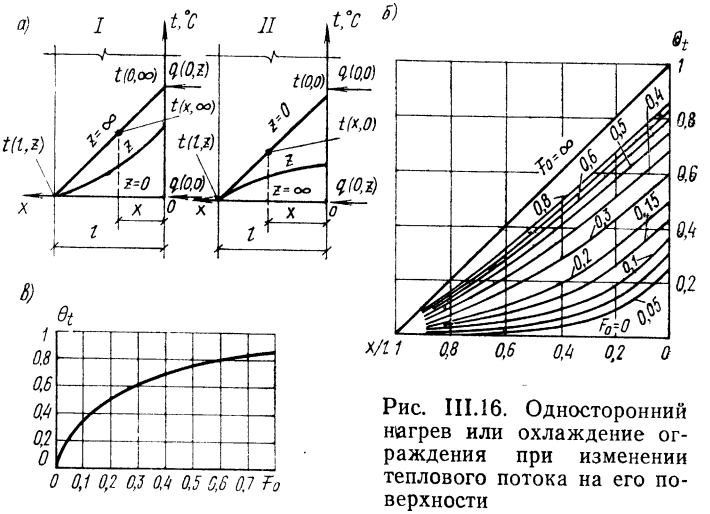


Рис. III.16. Односторонний нагрев или охлаждение ограждения при изменении теплового потока на его поверхности

а — распределение температуры при нагреве (*I*) и охлаждении (*II*); *б* — распределение относительной избыточной температуры по сечению ограждения; *в* — изменение относительной избыточной температуры на внутренней поверхности ограждения в зависимости от F_o

от критерия Фурье $Fo = \frac{az}{l^2}$ (безразмерное время) и относительного расстояния от поверхности x/l показано на рис. III.15, *б*. На рис. III.15, *в* дана зависимость изменения относительных избыточных тепловых потоков θ_q на внутренней *1* и наружной *2* поверхностях ограждений: от критерия Фурье

$$\left.\begin{aligned} \theta_{q_1} &= \frac{q(0,z) - q(0,0)}{q(0,\infty) - q(0,0)}; \\ \theta_{q_2} &= \frac{q(l,z) - q(l,0)}{q(l,\infty) - q(l,0)}. \end{aligned}\right\} \qquad \text{(III.20б)}$$

Графическое решение можно применить для расчета ступенчатого одностороннего нагрева или охлаждения (рис. III.15, *а*, *II*), а также при произвольном начальном (стационарном) распределении температуры. Обычно задается изменение температуры воздуха, а не поверхности. Полученное решение в этом случае можно использовать для приближенного расчета, применив прием приведения «краевой» задачи к «внутренней» и введя эквивалентные заданному теплообмену слои на поверхностях ограждения.

Рассмотрим второй вариант одностороннего нагрева (*а*, I) или охлаждения (*а*, II) ограждения (рис. III.16, *а*), когда задано ступенчатое изменение теплового потока: от $q(0, 0)$ до $q(0, z)$, поступающего на поверхность ограждения. При таком изменении со временем в толще стены устанавливается новое линейное распределение температуры, соответствующее новому режиму стационарной передачи потока тепла $q(0, z)$:

$$t(x, \infty) - t(l,z) = \frac{q(0,z)\,x}{\lambda} = q(0,z)\,R_x. \qquad \text{(III.21)}$$

Разность температур: $t(0, \infty) - t(l, z)$ в этих условиях равна:

$$t(0,\infty) - t(l,z) = q(0,z)\,l/\lambda = q(0,z)\,R_0. \qquad \text{(III.22)}$$

На графике (см. рис. III.16, *б*) нанесены кривые относительной избыточной температуры θ:

$$\theta = \frac{t(x,z) - t(l,z)}{t(0,\infty) - t(l,z)} = \frac{t(x,z) - t(l,z)}{q(0,z)\,R_0} \qquad \text{(III.23)}$$

по сечению стены (x/l) в различные моменты времени (Fo). На рис. III.16, *в* показано изменение относитель-

ной избыточной температуры θ на внутренней поверхности ограждения. Графическое решение (рис. III.16, *б* и *в*) может быть использовано для расчета нагрева, охлаждения и перехода от одного стационарного состояния к другому при ступенчатом изменении интенсивности теплового потока на поверхности. В последнем случае графики определяют характеристики переходного процесса от одного состояния стационарной теплопередачи к другому .

III.3. ИНЖЕНЕРНЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА ТЕПЛОУСТОЙЧИВОСТИ ОГРАЖДЕНИЯ

Колебания температуры наружного воздуха внутренней поверхности и воздуху помещения передаются через различные ограждения с разной скоростью. Это обусловлено теплоустойчивостью ограждений. Теплоустойчивость — свойство ограждения сохранять относительное постоянство температуры при колебаниях внешних тепловых воздействий.

Периодические колебания температуры воздуха и теплопоступлений можно представить правильными гармоническими колебаниями или суммой ряда гармоник. Влияние сложного изменения условий теплообмена может быть представлено в виде суммы простых.

Теплоустойчивость ограждения — один из важных вопросов строительной теплофизики. Его исследовали многие крупные специалисты, в том числе О. Е. Власов и Г. В. Селиверстов. Наиболее законченная и полная работа С. И. Муромова, в которой дано решение для многослойного ограждения при граничных условиях III рода. В решении были использованы гиперболические функции комплексного переменного. А. М. Шкловер [46] использовал в записи этого решения характеристики теплоусвоения поверхностей, предложенные О. Е. Власовым, и разработал полный метод расчета, который принят в практике проектирования.

В последнее время предложены новые аналитические решения нестационарной теплопроводности, полученные операционными и вариационными методами. Решения в виде комплексных функций теории теплоустойчивости Власова — Муромова — Шкловера и решения, полученные этими методами, дают хорошее совпадение.

Ниже рассмотрено приближенное аналитическое решение теплоустойчивости ограждения, основанное на теории Власова — Муромова — Шкловера [14, 46].

При правильных гармонических колебаниях температура наружного воздуха $t_н$ изменяется около своего сред-

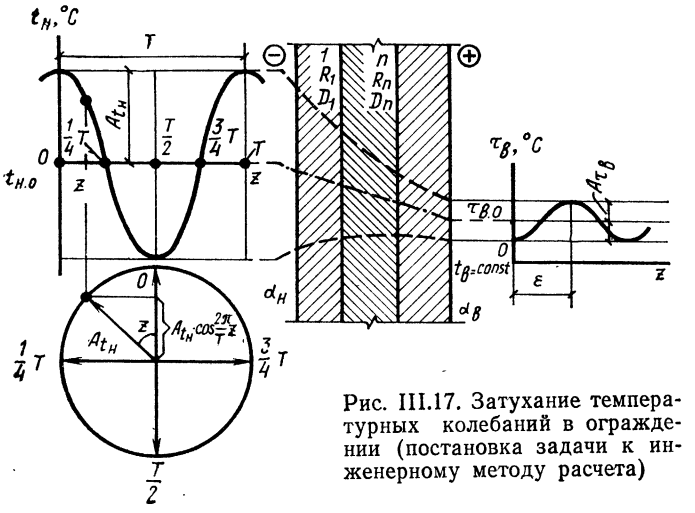


Рис. III.17. Затухание температурных колебаний в ограждении (постановка задачи к инженерному методу расчета)

него значения $t_{н.о}$ (рис. III.17) так, что в любой момент времени z ее можно определить по формуле

$$t_н = t_{н.о} + A_{t_н} \cos \frac{2\pi}{T}(z - \varepsilon_н). \qquad \text{(III.24)}$$

Второе слагаемое здесь, характеризующее изменение температуры, удобно представить как проекцию на вертикальную ось вектора, вращающегося против часовой стрелки (см. рис. III.17). Размер радиуса вектора $A_{t_н}$ (модуль) равен амплитуде колебания, а угол $\varepsilon_н$ (аргумент) — отклонению во времени z (на рис. III.17 максимум $t_н$ совпадает с $z=0$, поэтому в этом случае $\varepsilon_н=0$).

Изменения температуры и теплового потока в любом сечении ограждения также могут быть описаны уравнением вида (III.24). Такая запись наглядна, а в векторной форме она позволяет просто проводить действия сложения, вычитания, умножения и деления с периодически изменяющимися значениями. Это необходимо при рас-

смотрении сложных явлений, связанных с действием ряда изменяющихся факторов. При расчетах затухания колебаний наружной температуры искомой является температура $\tau_в$ на внутренней поверхности ограждения:

$$\tau_в = \tau_{в.о} + \frac{A_{t_н}}{\nu} \cos \frac{2\pi}{T} (z - \varepsilon). \qquad \text{(III.25)}$$

Средние значения величин в периодическом тепловом процессе определяют по формулам стационарной тепло-

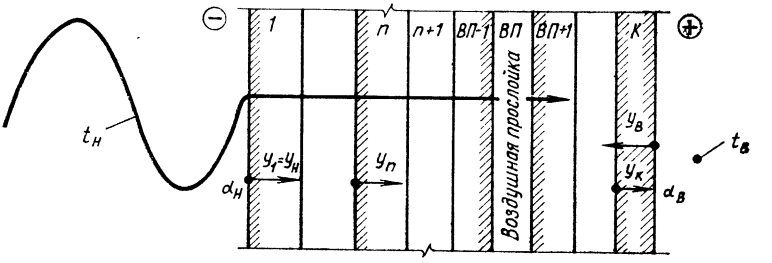


Рис. III.18. Расположение и нумерация слоев при определении характеристик теплоусвоения многослойного ограждения

передачи, поэтому в формуле (III.25) среднее за период значение

$$\tau_{в.о} = t_в - \frac{R_в}{R_о} (t_в - t_{н.о}). \qquad \text{(III.26)}$$

Для получения приближенных зависимостей показателей сквозного затухания колебаний ν и запаздывания во времени сквозного проникания колебаний через ограждение ε воспользуемся данными аналитического анализа [46]. В инженерном методе расчета примем нумерацию слоев в направлении распространения температурной волны (от наружной поверхности к внутренней на рис. III.18).

Показатель сквозного затухания колебаний равен:

$$\nu = \nu_н \nu_1 \nu_{в.п-1} \nu_{в.п} \nu_{в.п+1} \cdots \nu_n \cdots \nu_k, \qquad \text{(III.27)}$$

где $\nu_н$ — показатель затухания при переходе от наружного воздуха к наружной поверхности ограждения; $\nu_{в.п-1}$, $\nu_{в.п}$, $\nu_{в.п+1}$ — то же, в воздушной прослойке и в рядом с ней расположенных слоях; ν_1, ν_2, ..., ν_n — в отдельных материальных слоях; ν_k — в последнем слое ограждения, граничащем с внутренней его поверхностью.

Формулы для $\nu_н$ и $\nu_{в.п}$ при аналитическом решении [6] имеют вид:

$$\nu_н = 1 + Y_1 R_н; \tag{III.28}$$

$$\nu_{в.п} = 1 + Y_{в.п+1} R_{в.п}, \tag{III.29}$$

где $R_н$ и $R_{в.н}$ — сопротивления соответственно теплообмену на наружной поверхности и теплопередаче воздушной прослойки; Y_1 и $Y_{в.п+1}$ — коэффициенты теплоусвоения соответственно наружной поверхности ограждения и поверхности после воздушной прослойки

Для поверхности произвольного слоя n в толще ограждения с учетом упрощенных формул аналитического решения

$$\nu_n = e^{\frac{R_n S_n}{\sqrt{2}}} \frac{S_n + Y_{n+1}}{S_n + Y_n}, \tag{III.30}$$

где R_n — сопротивление теплопроводности слоя; S_n — коэффициент теплоусвоения материала этого слоя; Y_n и Y_{n+1} — коэффициенты теплоусвоения поверхностей слоев n и $n+1$.

Если слой n расположен в однородном ограждении большой толщины, тогда $S_n = Y_n = Y_{n+1}$ и

$$\nu_n = e^{\frac{R_n S_n}{\sqrt{2}}}. \tag{III.31}$$

Имея в виду, что $e^{\frac{1}{\sqrt{2}}} = 2{,}02 \approx 2$ и $R_n S_n = D_n$, уравнение (III.31) можно записать так:

$$\nu_n \approx 2^{D_n}, \tag{III.32}$$

где D_n — показатель тепловой массивности (или условная толщина) в данном случае слоя n.

Последняя запись удобна для прикидочных расчетов. Она показывает, что амплитуда колебаний уменьшается приблизительно в два раза в пределах слоя, условная толщина D которого равна единице. Если расстояние измерять в условных толщинах, то в пределах каждой единицы амплитуда будет уменьшаться в два раза. В этом смысле D можно назвать толщиной полузатухания колебаний.

В приближенном методе расчета для оценки теплоустойчивости ограждения используют характеристику его тепловой массивности $D = \Sigma RS$. Многие авторы отмечают, что величина D не учитывает всей сложности явления в наружных стенах и перекрытиях и может быть использована лишь для приближенной оценки их теплоинерционности.

Для слоя k, граничащего с внутренним воздухом,

$$\nu_k = e^{\frac{R_k S_k}{\sqrt{2}}} \frac{S_k + \alpha_в}{S_k + Y_k}. \qquad \text{(III.33)}$$

Коэффициент теплообмена на внутренней поверхности $\alpha_в$ соответствует в данном случае коэффициенту теплоусвоения внутренней поверхности при направлении температурной волны в сторону помещения. Для материального слоя перед воздушной прослойкой коэффициент затухания определяют по формуле аналогичной (III.33). Коэффициент теплоусвоения воздушной прослойки, следующей за слоем в. п—1,

$$Y_{в.п} = \frac{Y_{в.п+1}}{1 + R_{в.п} Y_{в.п+1}}. \qquad \text{(III.34)}$$

В формулу (III.27) обычно вводят поправочный численный коэффициент 0,9, приближенно учитывающий несовпадение по фазе колебаний, характеристики которых в приближенном решении складываются, делятся и перемножаются без учета этого несовпадения. Формула (III.27) и входящие в нее зависимости (III.28) — (III.30), (III.33) и (III.34) не являются точными, хотя достаточно сложны. Рассмотрим возможные дальнейшие упрощения решения.

Многослойную конструкцию заменим эквивалентной ей по тепловым свойствам однослойной. Показателями эквивалентности тепловых свойств будем считать равенства сопротивлений теплопередаче R_o и показателей тепловой массивности D. Для эквивалентной однородной конструкции условный коэффициент теплоусвоения

$$S = \frac{D}{\Sigma R}, \qquad \text{(III.35)}$$

где ΣR — сумма сопротивлений теплопроводности материальных слоев многослойного ограждения, имеющего массивность D.

Формулу для показателя затухания ν эквивалентного ограждения при нормативных $R_в = 0{,}133$ и $R_н = 0{,}05$ приближенно получим в виде

$$\nu \approx 0{,}9 \cdot 2^D (1 + S R_н) \left(\frac{S + 1/R_в}{2S} \right) \approx 2^D \left(0{,}83 + 3 \frac{\Sigma R}{D} \right). \qquad \text{(III.36)}$$

Формула (III.36) удобна для приближенных расчетов. Однако в ней не учитываются влияния чередования

слоев и возможного наличия в конструкции воздушной прослойки.

На каждом переходе к слою с большим теплоусвоением происходит дополнительное к подсчитанному по упрощенной формуле затухание колебаний. В многослойном ограждении обычно достаточно учитывать взаимное расположение только основных слоев, теплозащитного и конструктивного (несущего). Расположение двух основных слоев можно учесть введением в зависимость (III.36) поправочного коэффициента $\gamma_{сл}$. Из анализа основных зависимостей можно установить ориентировочное значение $\gamma_{сл}$.

Сопоставим двухслойное ограждение с эквивалентным ему однородным. Значения D и ΣR этих ограждений равны. Чтобы упростить рассмотрение, будем считать слои ограждений достаточно толстыми ($D>1$). Поправочный коэффициент $\gamma_{сл}$ будет равен отношению коэффициентов затухания этих ограждений. Принимая в расчет приближенные выражения (III.30) и (III.32), получим:

$$\gamma_{сл}=\left(2^{D}\frac{S_1+S_2}{2S_1}\right)\Big/2^{D}=0{,}5+0{,}5\,\frac{S_2}{S_1}\,. \qquad \text{(III.37)}$$

Для реальных конструкций, как показывают расчеты, более приемлемым оказывается это выражение с несколько иными численными коэффициентами:

$$\gamma_{сл}\approx 0{,}85\pm 0{,}15\,\frac{S_2}{S_1}\,, \qquad \text{(III.37а)}$$

где S_1 и S_2 — коэффициенты теплоусвоения основных слоев ограждения (индексы 1 и 2 учитывают положение слоев по направлению тепловой волны).

В формулу (III.36) дополнительно введем поправочный коэффициент $\gamma_{в.п}$, учитывающий влияние воздушной прослойки. Воздушная прослойка влияет на затухание колебаний не только в слое воздуха, но и в материальном слое, расположенном перед ней. Значение поправочного коэффициента $\gamma_{в.п}$ определим из сопоставления коэффициентов затухания конструкции, имеющей воздушную прослойку между двумя «толстыми слоями», с эквивалентным однородным ограждением. При прочих равных условиях отношение ν для таких ограждений определит значение $\gamma_{в.п}$.

Воспользуемся приближенными формулами (III.29), (III.32), (III.34) и определим $\gamma_{в.п}$:

$$\gamma_{в\,п} = \left[2^D \frac{S + \dfrac{S}{1 + R_{в.п} S}}{2S} (1 + R_{в.п} S) \right] \frac{1}{2^D} \approx 1 + \\ + 0{,}5 R_{в.п} \frac{D}{\Sigma R}. \qquad \text{(III.38)}$$

Формулу для приближенного вычисления ν многослойного ограждения запишем окончательно в виде

$$\nu \approx 2^D \left(0{,}83 + 3 \frac{\Sigma R}{D} \right) \gamma_{сл}\, \gamma_{в.п}. \qquad \text{(III.39)}$$

Запаздывание сквозного проникания колебаний во времени для многослойного ограждения

$$\varepsilon = \varepsilon_{пов} + \Sigma \varepsilon_n + \varepsilon_{в.п}, \qquad \text{(III.40)}$$

где $\Sigma \varepsilon_n$ — запаздывание, ч, колебаний при прохождении n материальных слоев толщи ограждений [46]:

$$\Sigma \varepsilon_n = \frac{T}{2\pi \sqrt{2}} \Sigma RS \approx 0{,}113\, TD; \qquad \text{(III.41)}$$

$\varepsilon_{пов}$ — величина, учитывающая запаздывание, ч, которое происходит при переходе колебаний от наружного воздуха к поверхности и от внутренней его поверхности к воздуху помещения

$$\varepsilon_{п\,в} = \left(\operatorname{arctg} \frac{1}{1 + \dfrac{\alpha_н}{Y_1} \sqrt{2}} - \operatorname{arctg} \frac{1}{1 + \dfrac{Y_{пов}}{\alpha_в} \sqrt{2}} \right) \frac{T}{360} \approx \\ \approx \left[Б \left(\frac{\alpha_н}{Y_1} \right) - Б \left(\frac{Y_{пов}}{\alpha_в} \right) \right] T, \qquad \text{(III.42)}$$

где $V_{пов}$ — коэффициент теплоусвоения внутренней поверхности ограждения при направлении движения температурной волны из помещения; значения функции $Б\ (a/b)$ даны ниже:

a/b	0	0,5	1	2	4	8
$Б(a/b)10^2$	12,5	8,43	6,25	4,1	2,38	1,29

Величина $\varepsilon_{пов}$ для ограждений зданий изменяется в небольших пределах: от —0,01 до 0,06 T. Для инженерных расчетов $\varepsilon_{пов}$ можно принять постоянной, равной:

$$\varepsilon_{пов} \approx -0{,}017\, T; \qquad \text{(III.43)}$$

Величину запаздывания $\varepsilon_{в.п}$ в воздушной прослойке можно не учитывать.

В результате показатель запаздывания сквозного затухания колебаний ε, ч, для произвольного ограждения определим приближенной формулой

$$\varepsilon \approx 0{,}113TD - 0{,}017T. \qquad \text{(III.44)}$$

При периоде $T=24$ эта формула примет вид

$$\varepsilon = 2{,}7D - 0{,}4. \qquad \text{(III.45)}$$

Процесс затухания тепловых воздействий в многослойном ограждении, как это следует из аналитического решения [6], исключительно сложный. В то же время формулы инженерного метода расчета (III.39) и (III.44) простые, но область их применения ограничена. Этим методом следует пользоваться для приближенного расчета теплоустойчивости многослойных ограждений, имеющих $D>1{,}5$—$2{,}5$ (первая цифра для ограждений с R_o около 0,5, вторая — с R_o около 5).

В диапазоне значений $D<1{,}5$—$2{,}5$ величину ν можно считать равной минимально возможной для нетеплоинерционного ограждения $\nu_{мин}$:

$$\nu \approx \nu_{мин} = R_o/R_в. \qquad \text{(III.46)}$$

Теплоинерционное ограждение — своеобразный «гармонический фильтр». Неправильные периодические колебания температуры, пройдя через толщу ограждения, становятся на его внутренней поверхности практически правильными гармоническими. Можно найти замену неправильного периодического колебания правильной гармоникой, эквивалентной по результирующему изменению температуры на внутренней поверхности ограждения. Эквивалентное гармоническое колебание определяется по равенству площадей в градусочасах (°С·ч), очерченных фактической и эквивалентной кривыми изменения температуры во времени. Использование этого приближенного приема позволяет воспользоваться инженерной методикой для расчета затухания периодических колебаний произвольного вида при значениях D ограждения больше трех.

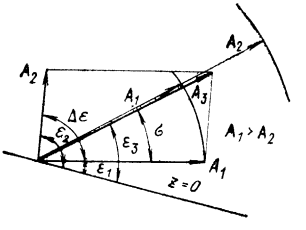
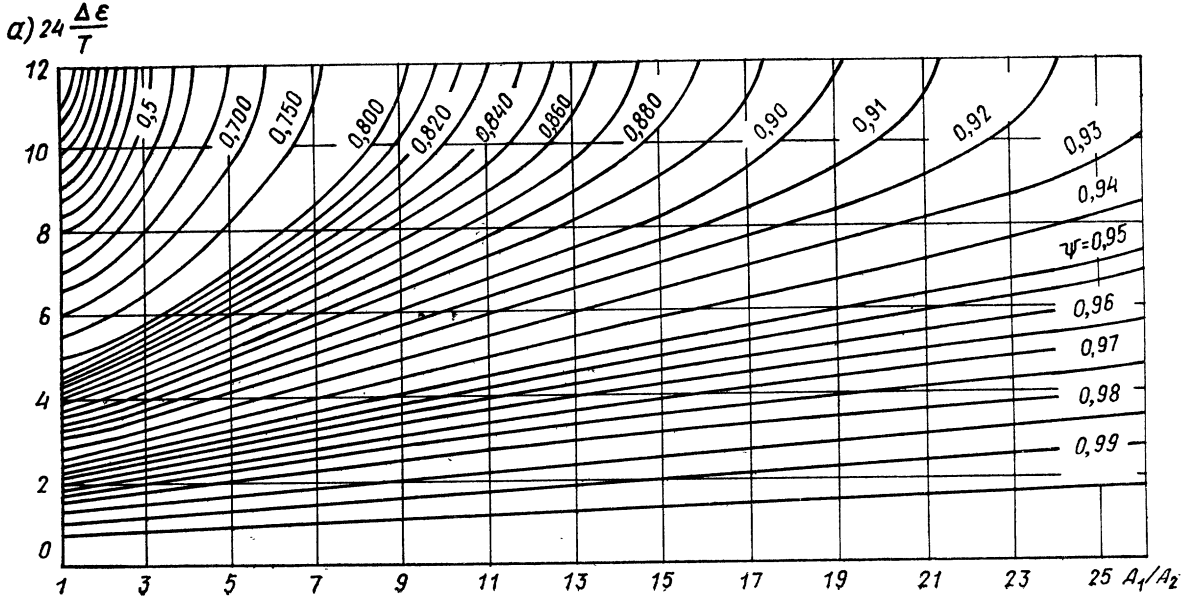


Рис. III.19. Схема сложения амплитуд гармонических колебаний по правилу векторов


а) 24 Δε/T
12
10
8
6
4
2
0
1
3
5
7
9
11
13
15
17
19
21
23
25
A1/A2
0,5
0,700
0,750
0,800
0,820
0,840
0,860
0,880
0,90
0,91
0,92
0,93
0,94
ψ=0,95
0,96
0,97
0,98
0,99

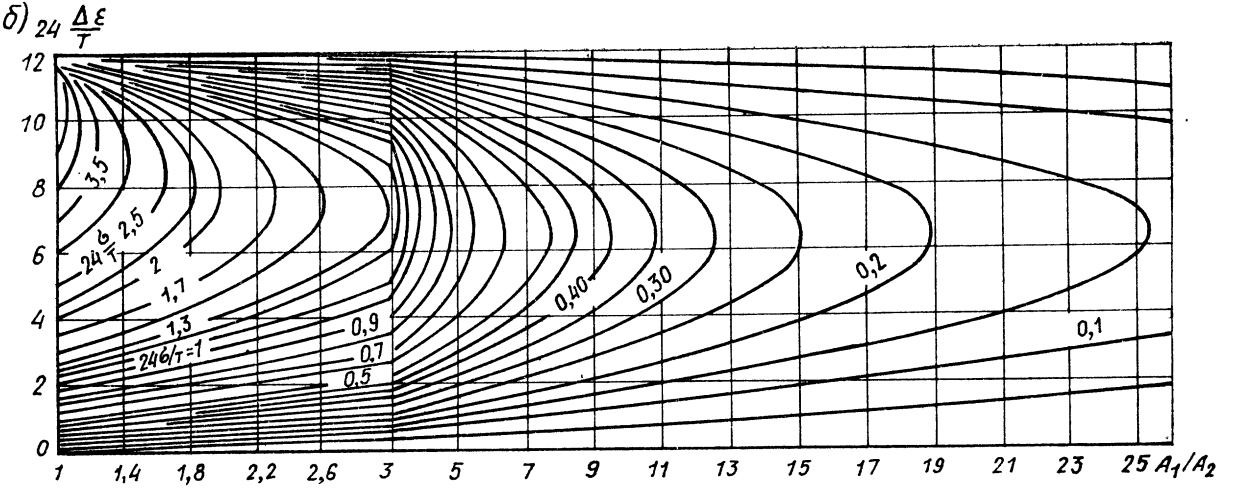


Рис. III.20. Графики для определения вспомогательных коэффициентов ψ и σ при сложении гармонических колебаний

а — цифры на графике значения ψ; *б* — то же, значения $24\sigma/T$

Наложение температурных полей и сложение гармонических колебаний. Во многих задачах отопительно-вентиляционной техники необходимо анализировать общие случаи теплопередачи, когда наряду с колебаниями $t_н$ изменяется температура помещения, интенсивность солнечной радиации и др. Анализ математической постановки задачи показывает, что в этих случаях можно использовать принцип суперпозиции (см. п. III.1) и решать общую задачу путем сложения частных результатов от каждого теплового воздействия в отдельности. Такая возможность связана со свойством наложения частных решений линейного уравнения Фурье [24].

Наложение температурных полей удобно выполнять способом аналитического сложения гармонических колебаний. Сложение нескольких гармоник производят попарно с последующим попарным же сложением полученных результатов.

Два гармонических колебания t_1 и t_2 дают суммарную гармонику t_3 (период колебаний одинаковый):

$$t_3 = t_{3.0} + A_3 \cos \frac{2\pi}{T} (z - \varepsilon_3). \qquad \text{(III.47)}$$

Среднее за период значение суммарной гармоники равно

$$t_{3.0} = t_{1.0} + t_{2.0}, \qquad \text{(III.48)}$$

где $t_{1.0}$ и $t_{2.0}$ — средние значения складываемых гармоник.

Для получения амплитуды изменения t_3 воспользуемся векторным изображением гармонических колебаний (рис. III.19). Амплитуду A_3 (модуль) определим из уравнения

$$A_3 = (A_1 + A_2)\,\psi, \qquad \text{(III.49)}$$

а величину ε_3 (аргумент), ч — по формуле

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_1 \pm \sigma, \qquad \text{(III.50)}$$

где первое слагаемое ε_1 соответствует сдвигу по фазе гармоники с большей амплитудой; величина σ соответствует углу, ч, между A_3 и большей из складываемых амплитуд A_1; знак перед σ следует выбирать так, чтобы значение ε_3 находилось между ε_1 и ε_2.

На рис. III.20 приведены кривые значений ψ и $24\,\sigma/T$ в зависимости от отношения складываемых амплитуд A_1/A_2 $(A_1 > A_2)$ и относительного угла между ними $24\,\Delta\varepsilon/T$ $(\Delta\varepsilon = |\varepsilon_1 - \varepsilon_2|)$.

ГЛАВА IV

ВЛИЯНИЕ ВОЗДУШНОГО РЕЖИМА ЗДАНИЯ НА ЕГО ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ

IV.1. ВОЗДУШНЫЙ РЕЖИМ ЗДАНИЯ

Воздушным режимом здания называют общий процесс обмена воздухом между помещениями и наружным воздухом, который происходит под действием естественных сил и работы искусственных побудителей движения воздуха. Наружный воздух поступает в помещения через проницаемые ограждения и по каналам приточных вентиляционных систем. Внутри здания воздух может обмениваться между помещениями через двери и неплотности во внутренних конструкциях. Он удаляется из помещения за пределы здания через наружные ограждения и по вентиляционным каналам вытяжных систем (рис. IV.1).

Естественными силами, вызывающими движение воздуха в здании, являются гравитационное и ветровое давления. Воздухообмен под влиянием естественных сил можно уменьшить лучшей герметизацией ограждения, частичное же его регулирование возможно дросселированием каналов вентиляции открыванием окон, фрамуг и вентиляционных фонарей.

Воздушный режим здания связан с его тепловым режимом. Инфильтрация наружного воздуха приводит к дополнительным затратам тепла на его подогрев. Эксфильтрация внутреннего воздуха увлажняет ограждения и снижает их теплозащитные качества. Положение зон инфильтрации и эксфильтрации в здании зависит от геометрии, конструктивных особенностей, режима вентилирования здания, а также от времени года и климата. Между фильтрующим воздухом и ограждением происходит теплообмен, который специфичен для каждого вида конструкций (массив ограждения, стык панелей, окна, воздушные прослойки и т. д.).

Для выявления влияния на тепловой режим здания движения воздуха необходимо определить интенсивность и направление потоков воздуха и рассчитать передачу тепла через отдельные виды ограждения в условиях воздухопроницания.

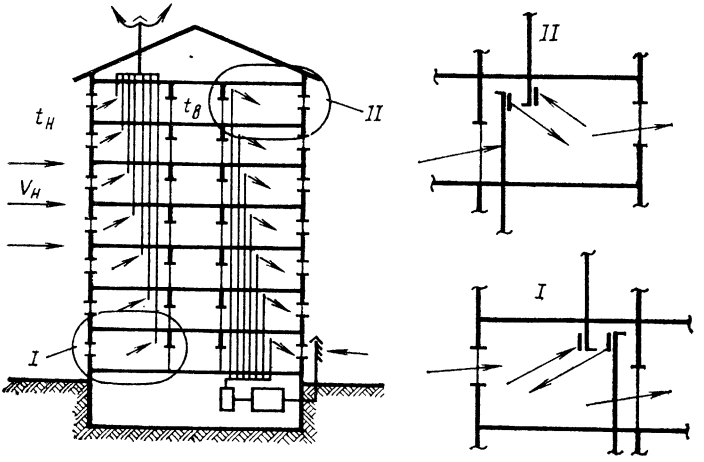


Рис. IV.1. Воздухообмен в здании и направления движения воздушных потоков в помещениях

Воздухопроницаемость конструкций

Воздушный режим здания зависит от воздухопроницаемости наружных и внутренних ограждений. В большинстве случаев по техническим причинам полная герметичность ограждений невозможна. Интенсивность фильтрации воздуха зависит от разности давлений с двух сторон конструкции и ее свойств проницаемости для воздуха. В технических расчетах используют различные характеристики воздухопроницаемости, в частности понятие коэффициента воздухопроницания K_u, кг/м²·Па [кг/(м²·мм рт. ст.)], и обратную величину — сопротивление воздухопроницанию R_u. Эти понятия содержат линейную зависимость между расходом воздуха j и разностью давлений ΔP. Для большинства конструктивных элементов здания зависимость воздухопроницания от разности давлений имеет вид:

$$j = b_u \Delta P^{1/n}, \qquad \text{(IV.1)}$$

где n может быть от 1 до 2.

В диапазоне возможных для здания перепадов давления фактические зависимости j от ΔP могут быть достаточно точно аппроксимированы единой зависимостью:

$$j = b_u \Delta P^{1/2}, \qquad \text{(IV.2)}$$

где b_u — коэффициент проводимости воздуха для конструкций. кг/(м²·ч·Па$^{1/2}$) или кг/(м²·ч·мм вод. ст.$^{1/2}$).

Между сопротивлением воздухопроницанию R_u и сопротивлением проводимости воздуха $1/b_u$ существует зависимость

$$\frac{R_u}{\frac{1}{b_u}} = \Delta P^{-\frac{1}{2}}, \qquad \text{(IV.3)}$$

из которой следует, что они численно равны между собой при одинаковых расходах воздуха и при перепаде давлений равном единице. Поэтому при небольших перепадах давления можно обычно нормируемые величины R_u принимать (при расчете воздушного режима) численно равными обратной величине проводимости воздуха $1/b_u$.

Воздушный режим помещений

В помещениях нижних этажей (см. рис. IV.1) за счет разности гравитационных давлений через ограждения проникает наружный воздух. С наветренной стороны действие ветра усиливает инфильтрацию, с заветренной — уменьшает. Внутренний воздух с первых этажей стремится проникнуть в верхние помещения. В основном он перетекает через внутренние двери в коридоры, которые соединены с лестничной клеткой. Из помещений верхних этажей воздух уходит через вентиляционные каналы и неплотности наружных ограждений за пределы здания. Помещения средних этажей находятся в условиях переменного режима перетекания воздуха.

На процесс естественного воздухообмена в здании налагается действие приточной и вытяжной вентиляции помещений.

Для определения расходов воздуха через элементы ограждений и вентиляционных систем необходимо знать распределение давлений внутри и снаружи здания. Для расчета воздушного режима здания должны быть известны его геометрические размеры и внутренняя планировка, температуры наружного и внутреннего воздуха, скорость и направление ветра, а также аэродинамичес-

кие коэффициенты и показатели проводимости воздуха конструкций. Формирование давления внутри здания и на его внешней поверхности при однородной проницаемости ограждений под влиянием гравитационных сил и ветра можно представить в виде эпюр (рис. IV.2).

При отсутствии ветра на поверхностях наружных стен действуют гравитационные давления разного значения. По закону сохранения энергии средние давления по

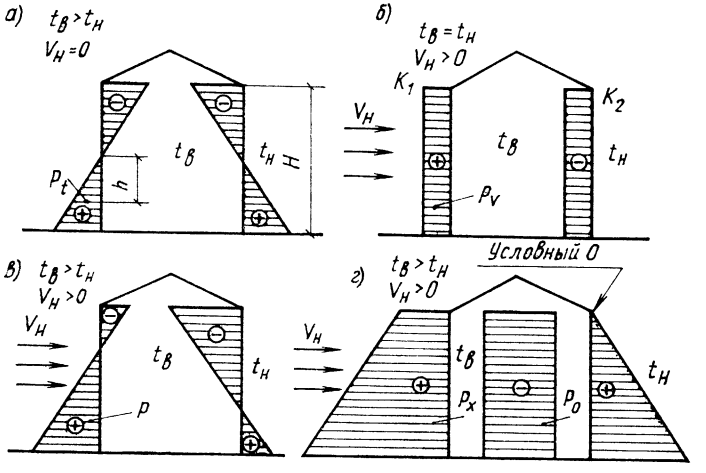


Рис. IV.2. Эпюры избыточных давлений

а — под влиянием разности температур снаружи и внутри здания; *б* — ветра; *в* — совместного действия разности температур и ветра; *г* — при отсчете избыточных давлений от условного нуля

высоте внутри и снаружи здания будут равны. Эпюра избыточного гравитационного давления относительно этого среднего уровня показана на рис. IV.2, *а*. Избыточное гравитационное давление на произвольном уровне h (относительно нейтральной плоскости) равно:

$$P_t = h(\rho_н - \rho_в), \qquad (IV.4)$$

где $\rho_н$ и $\rho_в$ — плотности наружного и внутреннего воздуха.

Если здание обдувается ветром, а температуры внутри здания и вне его равны, то на поверхностях ограждений создается повышенное статическое давление и разрежение. По закону сохранения энергии давление внутри здания (при одинаковой проницаемости ограждений) будет равно среднему между повышенным с наветренной стороны и пониженным с заветренной стороны. Эпюры

избыточного (относительно давления внутри здания) ветрового давления приведены на рис. IV.2, *б*. Ординаты этих эпюр по высоте одинаковые, так как предполагаются средние скорость и условия аэродинамического режима обтекания здания. Абсолютное значение избыточного ветрового давления равно:

$$P_v = \left| \frac{k_1 - k_2}{2} \frac{v_н^2}{2g} \rho_н \right|, \qquad \text{(IV.5)}$$

где k_1 и k_2 — аэродинамические коэффициенты соответственно с наветренной и заветренной сторон здания; $\frac{v_н^2}{2g} \rho_н$ — динамическое давление набегающего на здание со скоростью $v_н$ потока воздуха.

К рассматриваемому явлению применим принцип независимости действия сил. Тогда при совместном действии гравитационных сил и ветра избыточные давления можно определить сложением частных результатов (рис. IV.2, *в*). Ординаты эпюр P избыточного естественного давления равны:

$$P = P_t \pm P_v = h(\rho_н - \rho_в) \pm \left| \frac{k_1 - k_2}{2} \frac{v_н^2}{2g} \rho_н \right|. \qquad \text{(IV.6)}$$

Для расчетов удобно, чтобы эпюры избыточных давлений на внешнем контуре здания имели один знак. За ноль отсчета давления для этого нужно принять наибольшее отрицательное избыточное давление. Этому давлению (см. рис. IV.2, *в*) соответствует верхняя точка на заветренной стороне здания высотой H. Давление внутри здания, избыточное относительно этой точки, равно:

$$P_o = -\left[\frac{H}{2} (\rho_н - \rho_в) + \left| \frac{k_1 - k_2}{2} \frac{v_н^2}{2g} \rho_н \right| \right]. \qquad \text{(IV.7)}$$

Эпюры избыточного давления P_x на внешнем контуре имеют в этом случае вид, представленный на рис. IV.2, *г*.

Действие вентиляции может изменить давление внутри здания P_o на значение избыточного вентиляционного давления $P_{вен}$. В многоэтажных зданиях определение давлений в некоторых помещениях осложняется тем, что внутренние ограждения частично проницаемы для воздуха и каналы вентиляционных систем разные. Задача состоит в решении системы уравнений воздушного баланса отдельных помещений. Полное решение этой задачи удается получить численными методами с помощью ЭВМ

[50], аналоговых счетно-решающих устройств [18] или же графоаналитическим методом [33].

Для оценки влияния воздушного режима здания на тепловой можно воспользоваться упрощенными расчетными схемами. Рассмотрим три общих случая, для которых возможно приближенное решение.

Случай А. В многоэтажном здании во всех помещениях приток и вытяжка воздуха полностью компенсируются и величина $P_{\text{вент}}$ в помещениях равна нулю. К этому случаю относятся здания без вентиляции или с механической приточно-вытяжной вентиляцией всех помещений с равными расходами по притоку и вытяжке. Решение в этом случае соответствует рассмотренному построению эпюр давлений на рис. IV.2, *г*. Здесь P_0 соответствует давлению в лестничной клетке. Давление внутри отдельных помещений $P_{n,x}$ находится между P_0 и избыточным давлением на внешней поверхности наружного ограждения этого помещения P_x. Учитывая, что вследствие разности давлений $(P_x—P_0)$ воздух проходит последовательно через окна и внутренние двери, выходящие в коридоры и на лестничную клетку (или в обратном направлении), исходные значения расходов воздуха (давление) внутри помещений можно рассчитать по уравнениям вида

$$B_{\text{и}_{\text{ок}}}(|P_x - P_{n,x}|)^{\frac{1}{2}} - B_{\text{и}_{\text{дв}}}(|P_0 - P_{n,x}|)^{\frac{1}{2}} = 0, \qquad \text{(IV.8)}$$

где $B_{\text{и}_{\text{ок}}}$ и $B_{\text{и}_{\text{дв}}}$ — характеристики проводимости воздуха всей площади соответственно окон и дверей из помещения на лестничную клетку.

Случай Б. Все помещения многоэтажного здания имеют естественную вытяжку. Каждое помещение снабжено самостоятельным вытяжным вентиляционным каналом с заданной характеристикой его проводимости $B_{\text{и,в},x}$. В этом случае построение эпюры избыточных давлений по внешнему контуру здания аналогично рис. IV.2, *г*. Неизвестными будут давления в лестничной клетке P_0 и в отдельных помещениях $P_{n,x}$ (с учетом давления, создаваемого вентиляцией $P_{\text{вен}}$). Давление P_0 будет равно средневзвешенному из давлений внутри всех помещений, выходящих на лестничную клетку, но меньше P_0, определенного для случая *А*. Расчет можно выполнить последовательным приближением, задавая давление P_0

и рассчитывая графически или аналитически давление $P_{n,x}$ в отдельных помещениях по уравнению

$$B_{\text{и}_{\text{ок}}}(|P_x - P_{n,x}|)^{\frac{1}{2}} \pm B_{\text{и}_{\text{дв}}}(|P_0 - P_{n,x}|)^{\frac{1}{2}} \pm$$

$$\pm B_{\text{и,в},x}(|P_{\text{ш}} - P_{n,x}|)^{\frac{1}{2}} = 0, \qquad \text{(IV.9)}$$

где $P_{\text{ш}}$ — давление на внешнем контуре здания в месте, где расположен выход из шахты вытяжных систем.

Случаям А и Б соответствуют условия, когда в лестничной клетке давление формируется только под влиянием выходящих на нее помещений.

Случай В. Давление в лестничной клетке $P_0 + P_{\text{вен}}$ задано. Оно обеспечивается работой приточной или вытяжной систем, поступлениями воздуха через наружную дверь или из нижних нестандартных этажей, воздушный режим которых отличается от режима верхних этажей. В этом случае расходы воздуха и давления внутри отдельных помещений определяют решением системы уравнений вида (IV.9) на ЭВМ, аналоговых машинах или графоаналитическим методом.

IV.2. ПЕРЕДАЧА ТЕПЛА ЧЕРЕЗ ОГРАЖДЕНИЕ ПРИ ФИЛЬТРАЦИИ ВОЗДУХА

Воздухопроницание существенно влияет на теплопередачу через ограждения, а также на теплопотери и тепловой режим помещений. Проницание воздуха сказывается по-разному на передачу тепла через различные виды конструкций. У окон, которые обладают наибольшей проводимостью воздуха, заметно увеличиваются теплопотери. Влияние на массив (толщу) и стыки ограждения в основном сказывается в понижении температуры внутренней поверхности.

Теплопередача толщи и элементов (стык, окно) ограждения при фильтрации воздуха

Теплопередача пористого ограждения при фильтрации воздуха. При фильтрации воздуха температурное поле и теплообмен на поверхностях пористого ограждения заметно изменяются в результате переноса тепла потоком воздуха. Расход воздуха j, проникающего через ограждения, обычно невелик: до 10 кг/ч через 1 м^2 по-

верхности. Воздух двигается по порам и капиллярам медленно (число Рейнольдса соответствует приблизительно 0,05), и его температура во всех сечениях ограждения практически близка температуре окружающего твердого материала. Все это упрощает математическое рассмотрение. Задача в такой постановке подробно исследована Ф. В. Ушковым [42].

Уравнение нестационарного температурного поля плоского пористого ограждения при наличии поперечной фильтрации воздуха, пользуясь обозначениями, принятыми в п. II. 1, запишем в конечных разностях:

$$C\frac{\Delta_z t}{\Delta z}=\frac{1}{\Delta R}\Delta_x^2 t+c_{\text{в}} j\Delta_x t. \qquad \text{(IV.10)}$$

В дифференциальной форме оно имеет вид

$$c\rho\frac{\partial t}{\partial z}=\frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda\frac{\partial t}{\partial x}\right)+c_{\text{в}} j\frac{\partial t}{\partial x}. \qquad \text{(IV.11)}$$

Нестационарная теплопередача через однородное ограждение при фильтрации воздуха в период резкого зимнего похолодания рассмотрена В. П. Титовым в МИСИ им. В. В. Куйбышева. Задачу решали на гидроинтеграторе с преобразованием уравнения (IV.11) в обычное уравнение Фурье подстановкой

$$t=\tau e^{\nu}, \qquad \text{(IV.12)}$$

где τ — новая искомая функция, зависящая от x и z, относительно которой ведется расчет на гидроинтеграторе; ν — безразмерный коэффициент.

Некоторое усложнение граничных и начальных условий, которое при этом получается, для расчета на гидроинтеграторе несущественно.

По результатам серии расчетов определен коэффициент фильтрации $\gamma_{\text{ф}}$ для зимних условий, который равен отношению наибольших тепловых потоков на внутренних поверхностях герметичного ограждения и воздухопроницаемого ограждения при инфильтрации наружного воздуха. Коэффициент $\gamma_{\text{ф}}$ связан с изменением минимальной температуры внутренней поверхности, поэтому его значение необходимо учитывать при расчете $R_{\text{о.тр}}$ (см. гл. VI). Зависимость коэффициента $\gamma_{\text{ф}}$ от теплофизических свойств ограждения и интенсивности инфильтрации показана на рис. IV.3.

Уравнение температурного поля многослойного ограждения в стационарных условиях при фильтрации воздуха удобно записать, пользуясь масштабом термических сопротивлений [см. формулу (III.1)], в виде

$$\frac{d^2t}{dR^2} + c_в j \frac{dt}{dR} = 0, \qquad \text{(IV.13)}$$

где j — интенсивность фильтрации воздуха при вдуве с минусом и отсосе с плюсом.

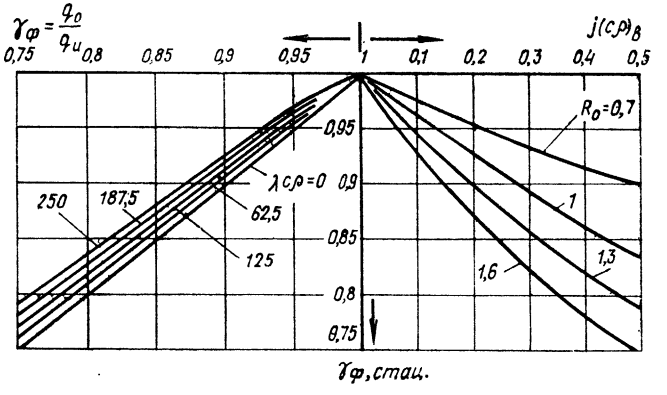


Рис. IV.3. Зависимость коэффициента $\gamma_ф$ от теплофизических свойств ограждения и интенсивности инфильтрации ($\gamma_{ф\text{-стац}}$ — в стационарных условиях теплопередачи)

Движение воздуха через поверхность изменяет интенсивность конвективного теплообмена на ней. Этот вопрос изучен теоретически и экспериментально [42].

Условия конвективного теплообмена при вдуве и отсосе воздуха при расчете теплопередачи так же, как и при отсутствии фильтрации, можно учесть введением эквивалентных слоев на поверхностях ограждения. Ф. В. Ушков [42] показал, что теплообмен в пограничном слое в этих условиях при ламинарном и турбулентном режиме движения воздуха приближенно можно рассчитать, пользуясь уравнением (IV.13). Результаты решения дали хорошую сходимость с данными теоретических исследований. При вдуве воздуха через поверхность (например, при инфильтрации на внутренней поверхности ограждения) интенсивность теплообмена уменьшается, а при отсосе увеличивается. Коэффициент конвектив-

ного теплообмена при наличии фильтрации $\alpha_{к.ф}$ может быть достаточно точно определен по формуле [42]:

$$\alpha_{к.ф} = \alpha_к \pm \frac{c_в}{2} j. \qquad (IV.14)$$

Возможность введения эквивалентных (сопротивлению теплообмена) слоев при воздухопроницании позволяет стационарную теплопередачу через многослойное ограждение при фильтрации воздуха полностью определить одним уравнением (IV.13). Лучистый теплообмен на поверхностях при этом можно учесть, применив метод суперпозиции или введя условную температуру среды (см. п. II.1).

Распределение температуры по сечению ограждения при фильтрации воздуха по уравнению (IV.13) имеет вид

$$t = t_н + (t_в - t_н)\frac{e^{c_в jR} - 1}{e^{c_в jR_0} - 1}, \qquad (IV.15)$$

тепловой поток

$$q = \frac{c_в j e^{c_в jR}}{e^{c_в jR_0} - 1}(t_в - t_н). \qquad (IV.16)$$

При эксфильтрации воздуха через ограждение в этих формулах величина j имеет знак минус.

При инфильтрации, как это следует из формулы (IV.16), тепловой поток на внутренней поверхности (на поверхности эквивалентного слоя) оказывается наибольшим, по мере приближения к наружной поверхности q уменьшается. Это происходит в результате рекуперации — частичного возврата теряемого через ограждение тепла на нагрев наружного воздуха, фильтрующего через ограждение навстречу потоку тепла. Из уравнения (IV.16) следует, что разность тепловых потоков на внутренней $q_в$ и наружной $q_н$ термических границах ограждения с эквивалентными слоями равна:

$$q_в - q_н = c_в j (t_в - t_н). \qquad (IV.17)$$

Влияние потока фильтрующего воздуха на трансмиссионный перенос тепла через ограждение удобно характеризовать так называемым коэффициентом порового охлаждения $П$, который равен отношению входящего в ограждение (через поверхность эквивалентного слоя)

потока тепла $q_в$ при фильтрации к тепловому потоку через ограждение q при отсутствии фильтрации:

$$П = \frac{q_в}{q} = \frac{c_в j e^{c_в jR_o}}{e^{c_в jR_o} - 1} : \frac{1}{R_o} = \frac{\varkappa_ф e^{\varkappa_ф}}{e^{\varkappa_ф} - 1}, \qquad (IV.18)$$

где $\varkappa_ф$ $c_в j : 1/R_o$ — относительный коэффициент фильтрационного теплообмена, характеризующий отношение тепловой емкости потока воздуха ($c_в j$) к коэффициенту теплопередачи ограждения $1/R_o$.

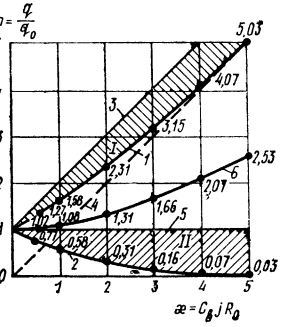


Рис. IV.4. Относительные затраты тепла при различных фильтрационных режимах (коэффициенты порового охлаждения)

1 — инфильтрация через пористую стенку; *2* — то же, эксфильтрация; *3* — основные теплопотери плюс затраты тепла на нагрев приточного вентиляционного воздуха; *4* — затраты тепла только на нагрев приточного воздуха; *5* — основные теплопотери; *6* — затраты тепла при сквозном проветривании помещения; *I* — уменьшение общих затрат тепла при инфильтрации; *II* — то же, при эксфильтрации

Из графика зависимости коэффициента порового охлаждения $П$ от $\varkappa_ф$ при инфильтрации и эксфильтрации [42] (рис. IV.4) видно, что с увеличением инфильтрации коэффициент порового охлаждения (1) резко возрастает и уже при значениях $|\varkappa_ф| > 4$ теплопотери практически определяются только переносом тепла воздухом (4). При эксфильтрации (2) при $|\varkappa_ф| < -4$ трансмиссионные теплопотери (теплопередачей за счет разности наружной и внутренней температуры) практически отсутствуют.

В результате оказывается возможным использовать эффект порового нагрева для экономии тепла при вентиляции помещений. Расход тепла можно заметно сократить, если вместо обычного проветривания с подогревом наружного воздуха применять проветривание, при котором наружный воздух будет поступать в помещение, а внутренний удаляться через пористые наружные ограждения. При обычной вентиляции расход тепла будет равен сумме потерь тепла через ограждения и затрат тепла на нагрев приточного наружного воздуха. Прямая линия *3* на рис. IV.4 соответствует относительному изменению этого расхода тепла. Заштрихованная область показывает тепловой эффект порового проветривания (на графи-

ке при инфильтрации *I* и эксфильтрации *II*), т. е. экономию тепла при поровом проветривании по сравнению с суммарным расходом тепла при обычном проветривании.

Рассмотренный тепловой эффект представляется исключительно заманчивым для экономии тепла на вентиляцию. Сейчас идут поиски рациональных конструктивных решений вентиляции зданий, использующих экономические достоинства порового проветривания. Некоторые из таких решений уже используются в практике.

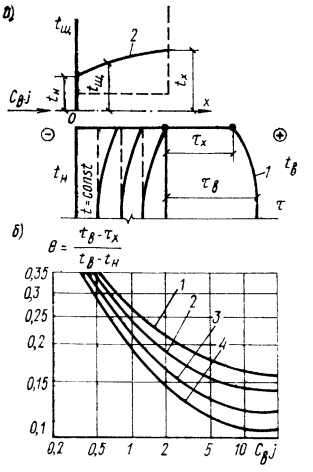


Рис. IV.5. Тепловой режим воздухопроницаемого стыка

а — общая картина распределения температуры в ограждении: *1* — распределение температуры на внутренней поверхности ограждения около стыка; *2* — изменение температуры фильтрующегося через стык воздуха; *б* — изменение относительной избыточной температуры на поверхности ограждения около стыка; *1* — при R_0=0,75(0,88); *2* — то же, 0,86(1); *3* — 1,12(1,3); *4* — 1,37(1,6)

Интересен случай сквозного проветривания помещения, когда потоки инфильтрационного и эксфильтрационного воздуха через ограждения равны. Относительное увеличение теплопотерь при этом (6) определится средней величиной: $\frac{\Pi_{инф}+\Pi_{эксф}}{2}$, которая медленно возрастает до $|\varkappa_ф|=2$ и затем изменяется приблизительно пропорционально $\varkappa_ф$.

Теплопередача в зоне воздухопроницаемого стыка. Общая картина температурного поля сечения ограждения в зоне воздухопроницаемого стыка показана на рис. IV.5, *а*. Через щель стыка внутрь проходит и нагревается воздух. Температура воздуха на выходе из щели остается ниже температуры на внутренней поверхности ограждения τ_x около щели. Панель, прилегающую к стыку, можно рассматривать как полуограниченную пластину. На торце панели происходит теплообмен с воздухом, фильтрующим через щель (задача в такой постановке решена в МИСИ В. П. Титовым. Результаты решения на электроинтеграторе обработаны в безразмерном виде). На рис. IV.5, *б* приведена графическая зависимость, с помощью которой

можно определить минимальную температуру τ_x на внутренней поверхности ограждения около воздухопроницаемой щели. Снижение температуры внутренней поверхности зависит от количества воздуха, фильтрующего через стык, и от теплозащитных свойств утеплителя ограждения. При эффективных утеплителях влияние

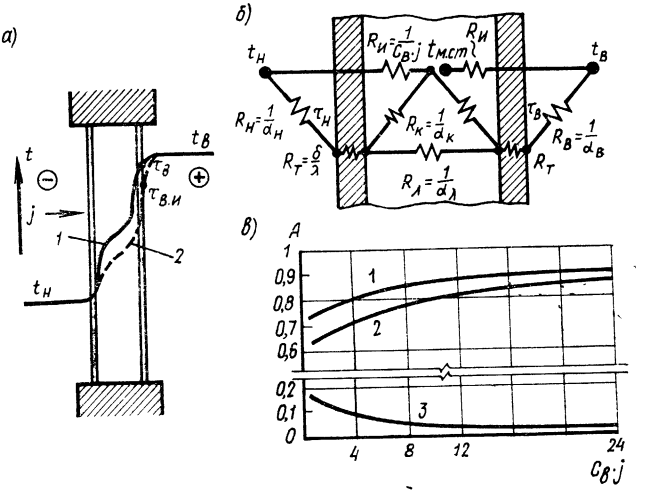


Рис. IV.6. Теплопередача через воздухопроницаемое окно с двойным остеклением

а — схема распределения температур; *1* — без инфильтрации; *2* — при инфильтрации; *б* — схема теплообмена; *в* — коэффициенты $A_{ок}(1)$, $A_j(2)$ и $A_\tau(3)$

инфильтрации на τ_x увеличивается (чем меньше λ, тем ниже τ_x).

Дополнительные затраты тепла $\Delta q_{и.ст}$ при инфильтрации воздуха $j_{ст}$ через стык на 1 м стыкового соединения, Вт/м [ккал/(м·ч)] равны:

$$\Delta q_{и_{ст}} = A_{ст} j c_в (t_в - t_н), \qquad (IV.19)$$

где $A_{ст}$ — коэффициент, учитывающий подогрев наружного воздуха в стыке за счет основных теплопотерь.

Дополнительные затраты тепла на инфильтрацию через стыки панелей обычно небольшие, а понижение температуры внутренней поверхности стыка τ_x может быть значительным.

Теплопередача через окно при поперечной фильтрации воздуха. Конструкция окна обычно допускает неко-

торую воздухопроницаемость. Через притворы и стыки стекла с переплетом воздух попадает в межстекольное пространство, где нагревается до температуры воздуха прослойки. Через неплотности внутреннего остекления воздух попадает в помещение. Увеличение теплопотерь окна при воздухопроницании происходит за счет снижения температуры внутреннего остекления и в результате затрат тепла на нагрев воздуха (см. рис. IV.6, *а*). Этот процесс рассчитан в МИСИ на электромодели (рис. IV.6, *б*). Влияние воздухопроницания учитывали в электрической схеме аналогично тому как было сделано при расчете настилающейся струи (см. гл. I). Дополнительные теплопотери в результате воздухопроницания Δq, отнесенные к 1 м^2 окна, равны

$$\Delta q = c_{\text{в}} j A_{\tau} (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) + c_{\text{в}} j A_j (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) = A_{\text{ок}} c_{\text{в}} j (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}), \qquad \text{(IV.20)}$$

где $A_{\text{ок}}$ — коэффициент, определяющий долю Δq от затрат тепла на нагрев воздуха от $t_{\text{н}}$ до $t_{\text{в}}$; A_j, A_{τ} — доли увеличения теплопотерь от инфильтрации за счет соответственно нагрева воздуха и понижения температуры внутреннего стекла.

Значения коэффициентов $A_{\text{ок}}$, A_j и A_{τ} для конструкции окон с двойным и тройным остеклением приведены на графике (рис. IV.6, *в*).

Для лучшего уяснения физического смысла коэффициентов A [см. формулы (IV.19) и (IV.20)] удобно их сопоставить с коэффициентом порового охлаждения, зависимость которого для толщи ограждения приведена на рис. IV.4. Ординаты заштрихованной на графике области теплового эффекта порового охлаждения равны доле от полных затрат тепла на нагрев воздуха, которая экономится при поровом нагреве воздуха. Эта доля сэкономленного тепла для воздухопроницаемого пористого ограждения равна:

$$1 - A_{\text{огр}},$$

где $A_{\text{огр}}$ — коэффициент для массива ограждения, соответствующий по физическому смыслу $A_{\text{ок}}$, $A_{\text{ст}}$.

Кроме рассмотренных здесь случаев поперечной фильтрации воздуха в ограждениях может быть продольная фильтрация (в засыпных конструкциях, в окне и др.). Расчет теплопередачи для этого случая рассмотрен как задача о расчете теплопередачи через ограждение с вентилируемой воздушной прослойкой.

Теплопередача через ограждение с вентилируемой воздушной прослойкой

Устройство воздушной прослойки — распространенный прием теплозащиты ограждений. Ее применяют в конструкциях окон, витражей, наружных стен и перекрытий, для экранирования при защите от излучения и как гравитационный побудитель для интенсификации

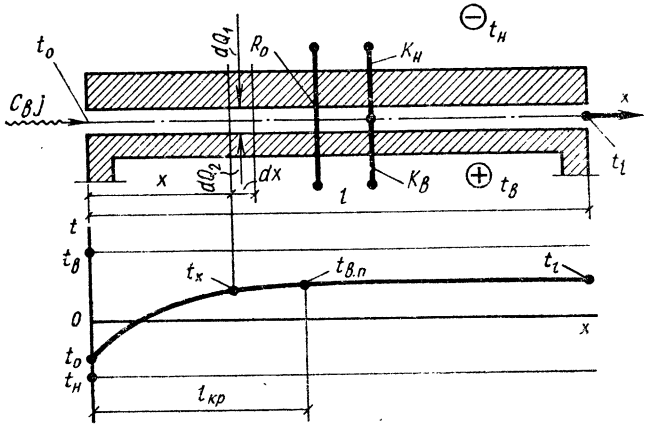


Рис. IV.7. Теплопередача через ограждение с вентилируемой воздушной прослойкой

конвективного теплосъема в обогревающих или охлаждающих устройствах. В наружных стенах и перекрытиях воздушная прослойка предохраняет конструкции от переувлажнения.

Распространенные данные о сопротивлении теплопередаче воздушной прослойки, приведенные в главе СНиП «Строительная теплотехника», справедливы, если она герметична. Обычно же в конструкциях в результате инфильтрации и эксфильтрации через материал и стыки отдельных элементов прослойка сообщается с воздухом. Сопротивление теплопередаче при нарушении герметичности прослойки понижается и особенно резко, если она расположена ближе к внутренней поверхности ограждения и в нее попадает наружный воздух. Попадание внутреннего воздуха в прослойку также опасно из-за отсыревания в связи с переносом влаги и снижения теплозащитных свойств ограждения.

Рассмотрим стационарный тепловой режим ограждения с воздушной прослойкой, через которую непрерывно продувается воздух (рис. IV.7). Она отделена от помещения с температурой $t_в$ внутренней частью конструкции, имеющей коэффициент теплопередачи $K_в$. Наружная часть конструкции с коэффициентом теплопередачи $K_н$ отделяет прослойку от наружного воздуха с температурой $t_н$. Воздух в прослойку поступает с температурой t_0 (в общем случае отличной от $t_н$ и $t_в$) и, проходя через нее, изменяет свою температуру. На некотором расстоянии $l_{кр}$ поток воздуха приобретает неизменную температуру $t_{в.п}$, зависящую только от условий передачи тепла через ограждение и не связанную с его начальной температурой.

Задача расчета теплового режима ограждения с воздушной прослойкой состоит в определении изменения температуры по длине прослойки и расчете теплопередачи конструкции.

Температуру $t_{в.п}$ можно вычислить по формуле одномерной стационарной теплопередачи

$$t_{в.п} = \frac{K_в t_в + K_н t_н}{K_в + K_н}; \qquad \text{(IV.21)}$$

относительная избыточная температура

$$\theta_{в.п} = \frac{t_в - t_{в.п}}{t_в - t_н} = \frac{K_н}{K_в + K_н}. \qquad \text{(IV.22)}$$

При определении $K_в$ и $K_н$ в этих формулах учитывают только составляющую $\alpha_к$ теплообмена при вынужденной конвекции на поверхностях прослойки.

Дифференциальное уравнение изменения температуры t по длине прослойки x имеет вид

$$(K_в + K_н)(t_{в.п} - t)\,dx = c_в j dt. \qquad \text{(IV.23)}$$

Разделяя переменные и интегрируя, получим решение для относительной избыточной температуры в произвольном сечении:

$$\theta = \frac{t - t_{в.п}}{t_0 - t_{в.п}} = e^{-Ax}, \qquad \text{(IV.24)}$$

где

$$A = (K_в + K_н)/c_в j.$$

На рис. IV.8 зависимость (IV.24) представлена в виде кривой *1*, из которой видно, что при

$$Ax = \frac{(K_в + K_н)\,x}{c_в j} > 3 \qquad \text{(IV.25)}$$

величина θ практически близка к нулю ($t_x \approx t_{в.п}$). Из неравенства (IV.25) можно определить протяженность начального участка $l_{кр}$, в пределах которого практически заканчивается изменение температуры воздуха в прослойке;

$$l_{кр} \approx \frac{3c_в j}{K_в + K_н} . \qquad \text{(IV.26)}$$

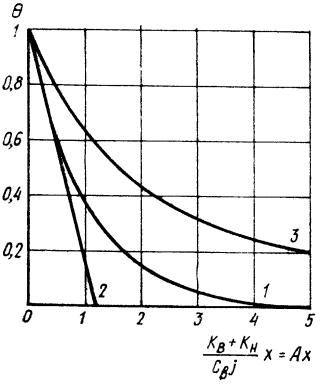


Рис. IV.8. Изменение относительной избыточной температуры воздуха в прослойке

1 — локальные значения; *2* — линейная зависимость локальных значений на начальном участке (до Ax=0,5); *3* — средние по длине (до сечения x) прослойки значения

При малых расходах воздуха или больших коэффициентах теплопередачи конструкции температура воздуха стабилизируется на близком расстоянии от входа и в расчетах можно принимать $t = t_{в.п} = \text{const}$ по всей длине прослойки l. Если же длина прослойки l соизмерима с $l_{кр}$, то среднюю по длине относительную избыточную температуру следует определять как среднеинтегральную:

$$\theta = \frac{t_{ср} - t_{в.п}}{t_0 - t_{в.п}} = \frac{\int_0^l \theta dx}{l} = \frac{1 - e^{-Al}}{Al} . \qquad \text{(IV.27)}$$

На рис. IV.8 эта зависимость представлена кривой *3*.

Зная среднюю температуру $t_{ср}$ воздуха в прослойке и коэффициенты теплопередачи внутренней и наружной частей ограждения, можно провести полный тепловой расчет конструкции. При расчете теплопередачи лучистый теплообмен в прослойке необходимо учитывать специально [51], так как в величины $K_в$ и $K_н$ вошли только конвективные составляющие теплообмена на поверхностях.

Расход воздуха j в вентилируемой прослойке определяют гидравлическим расчетом. Он состоит в определении располагаемой разности давлений ΔP, благодаря чему происходит движение воздуха, и расчетного расхода, при котором гидравлические потери в прослойке ΔH равны ΔP.

Располагаемое давление ΔP равно сумме ветрового и гравитационного давлений:

$$\Delta P = (k_1 - k_2)\frac{v_н^2}{2}\rho \pm h(\rho_н - \rho_{ср}), \qquad \text{(IV.28)}$$

где k_1 и k_2 — аэродинамические коэффициенты соответственно на входе воздуха в прослойку и на выходе из нее; h — разность высот отверстий для входа и выхода воздуха; $\rho_н$, $\rho_{ср}$ — плотности наружного и по высоте прослойки воздуха.

Гидравлическими потерями на трение при обычно небольших скоростях v воздуха в прослойке можно пренебречь и учитывать только потери давления в местных сопротивлениях $\Sigma\xi$:

$$\Delta H \approx \Sigma\xi\frac{v_н^2}{2}\rho. \qquad \text{(IV.29)}$$

Из условия равенства ΔP и ΔH получим приближенную формулу для определения скорости воздуха в прослойке:

$$v \approx \sqrt{\frac{(k_1 - k_2)v_н^2 \pm 0{,}08h(t_{ср} - t_н)}{\Sigma\xi}}. \qquad \text{(IV.30)}$$

Для вертикальной прослойки (рис. IV.9) в наружной стене аэродинамические коэффициенты обычно равны: $k_1 = k_2$ и к местным сопротивлениям относятся только вход и выход с двумя поворотами потока ($\Sigma\xi = 3{,}5$). Для этого случая решение упрощается:

$$v = 0{,}15\sqrt{h(t_{ср} - t_н)}. \qquad \text{(IV.31)}$$

Воздух, проходя через прослойку, способен ассимилировать влагу, поступающую из помещения через внутреннюю часть ограждения. Процесс влагопередачи через ограждение с вентилируемой прослойкой аналогичен процессу теплопередачи. В этих процессах (см. рис. IV.9) потенциал влажности θ воздуха по длине прослойки соответствует температуре t, влагоемкость потока воздуха ηj — его теплоемкости $c_в j$, показатели проводи-

мости влаги $B_в$ и $B_н$ внутренней и наружной частей ограждения — коэффициентам теплопередачи $K_в$ и $K_н$.

Расчет влагопередачи через ограждение с воздушной прослойкой при указанном выше соответствии величин аналогичен рассмотренному расчету теплопередачи. Так, по аналогии с уравнением (IV.24)

$$\frac{\theta_x - \theta_{в.п}}{\theta_0 - \theta_{в.п}} = e^{-\frac{(B_в - B_н)\,x}{\eta j}}, \qquad (IV.32)$$

где $\theta_{в.п}$ определяют по формуле вида (IV.22).

При расчете влагопередачи можно воспользоваться также графиком (см. рис. IV.8), принимая за относительный избыточный потенциал влажности воздуха в прослойке по оси ординат и по оси абсцисс величину Ax, рассчитанную по характеристикам процесса влагопередачи.

Для режима ассимиляции влаги длина начального участка, на котором происходит заметное изменение потенциала влажности θ воздуха, равна:

$$l'_{кр} = \frac{3\eta j}{B_в + B_н}. \qquad (IV.33)$$

Показатели влагопередачи $B_в$ и $B_н$ конструкции имеют небольшие численные значения, и в отличие от теплового процесса величина $l'_{кр}$ значительно больше протяженности прослойки.

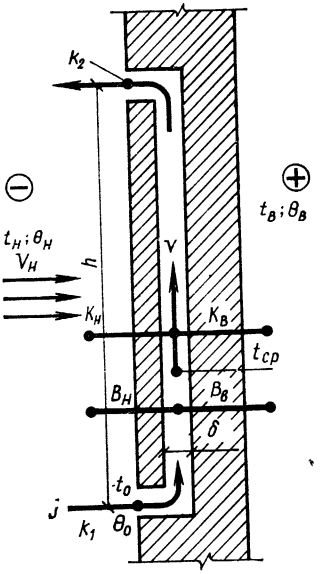


Рис. IV.9. Теплопередача и влагопередача через вертикальное ограждение с прослойкой, вентилируемой в результате действия гравитационных сил и ветра

Протяженность прослойки l захватывает только близкий к прямолинейному *2* участок в самом начале кривой *1* (см. рис. IV.8). Это обстоятельство позволяет упростить формулу (IV.32) и рекомендовать изменение потенциала влажности воздуха рассчитывать по длине прослойки, пользуясь линейной зависимостью

$$\frac{\theta_x - \theta_{в.п}}{\theta_0 - \theta_{в.п}} = 1 - \frac{B_в + B_н}{2\eta j}\,x. \qquad (IV.34)$$

Расчет по формулам (IV.32) — (IV.34), в которых характеристики $B_в$, $B_н$ и η приняты неизменными, возможен в пределах

$$\theta < \theta_{м.с,t}. \qquad (IV.35)$$

Потенциал $\theta_{м.с\ t}$ соответствует максимальной сорбционной влажности насыщенного воздуха при температуре t. Он является практическим пределом влагоассимилирующих возможностей воздуха.

Условие ассимиляции влаги воздухом по длине прослойки можно записать неравенством:

$$\theta_l < \theta_{м.с\ t_l}. \qquad (IV.36)$$

Это неравенство будет справедливо при больших расходах воздуха (при достаточном проветривании). Расход воздуха через прослойку, необходимый для предупреждения выпадения конденсата, определяют из уравнения (IV.34) с учетом неравенства (IV.36). Требуемый расход воздуха можно обеспечить, изменяя сечение и протяженность продуха, создавая дополнительное гравитационное давление (подогревом воздуха, устройством вентиляционной шахты), используя ветровое давление (с помощью дефлектора, правильным расположением приточного и вытяжного отверстий и др.).

Рассмотренные положения справедливы при условии предупреждения отсыревания внутренней части конструкции ограждения. Увлажнение наружной части может быть оценено по общей методике (см. гл. II) с учетом изменения потенциала влажности θ и температуры t воздуха по длине прослойки .

Процессы тепловлагообмена и движение воздуха в прослойке связаны между собой. В реальных условиях влияние влагообмена на теплообмен и на движение воздуха в прослойке незначительно, что позволяет сначала рассматривать только тепловой и воздушный режимы, а затем рассчитывать влагопередачу, задавая условия теплопередачи и воздухообмена.

IV.3. ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ЗАТРАТЫ ТЕПЛА В ПОМЕЩЕНИИ НА ИНФИЛЬТРАЦИЮ

В производственных помещениях расход тепла на нагревание холодного воздуха, поступающего через притворы окон, фонарей, дверей, ворот, составляет до 30—40% от основных теплопотерь, поэтому при расчете теп-

лопотерь производственных помещений специально рассчитывают затраты тепла на нагревание поступающего в помещение холодного воздуха. При определении затрат тепла на нагревание наружного воздуха при инфильтрации расчет воздушного режима здания может быть упрощен. Применительно к промышленным зданиям эта задача подробно исследована В. П. Титовым.

Промышленные здания, как правило, одноэтажны. В многоэтажных промышленных зданиях этажи чаще всего достаточно изолированы друг от друга и их воздушный режим можно рассматривать независимо.

Простейшим является случай, когда помещение не имеет перегородок, отсутствует ветер и инфильтрация происходит под влиянием только гравитационных сил. Перетекание воздуха происходит в основном через щели притворов, но инфильтрацию условно относят к площади окон, а ее интенсивность j, кг/(м²·ч), за счет разности давлений воздуха на наружной и внутренней поверхностях ограждения, ΔP, Па (кгс/м²), определяют по формуле

$$j = B_u \Delta P^{1/2}, \qquad \text{(IV.37)}$$

где B_u — коэффициент проводимости воздуха конструкцией.

Для помещения с двухсторонним равномерно распределенным остеклением по всей площади наружного ограждения при безветрии среднее количество воздуха, проходящего снаружи через 1 м² окна, равно:

$$j_0 = 0{,}47 B_{u_{\text{ок}}} d\,(H\Delta\rho)^{\frac{1}{2}}, \qquad \text{(IV.38)}$$

где $B_{u\,\text{ок}}$ — коэффициент проводимости воздуха для окна; d — доля остекленной поверхности наружного ограждения; H — полная высота ограждения здания.

Разность плотностей наружного $\rho_н$ и внутреннего $\rho_в$ воздуха может быть приближенно заменена разностью их температур:

$$\Delta\rho = \rho_н - \rho_в \approx 0{,}005\,(t_в - t_н), \qquad \text{(IV.39)}$$

а выражение (IV.38) преобразовано:

$$j_0 = 0{,}033 B_{u_{\text{ок}}} d\,(H\Delta t)^{\frac{1}{2}}. \qquad \text{(IV.40)}$$

В промышленных зданиях окна часто одинарные и не герметизированы, их проводимость $B_{u\,\text{ок}} = 27$. Тогда

$$j_0 = 0{,}9\, d\,(H\Delta t)^{\frac{1}{2}}. \qquad \text{(IV.41)}$$

Численный коэффициент здесь должен быть заменен при уплотненном одинарном остеклении на 0,2, при неуплотненном двойном — на 0,6, при двойном уплотненном — на 0,14.

Величину j_0 по выражению (IV.40) используют как единицу расхода воздуха при расчете более сложных случаев: действие ветра, вентиляции, нетрадиционная

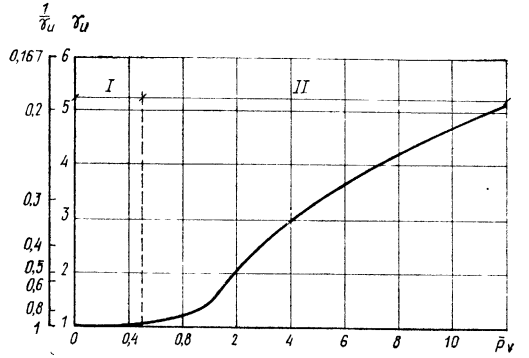


Рис. IV.10. Зависимость $\gamma_и$ от $\bar{P}_v$ для одноэтажного здания с двухсторонним остеклением

I—влияние ветра незначительно; *II* — совместное влияние ветра и гравитационных сил

схема здания. Влияние этих дополнительных факторов учитывают поправочным коэффициентом $\gamma_п$ на расход воздуха. Для помещений с односторонним остеклением, например, коэффициент $\gamma_п$ равен 0,5, так как в этом случае инфильтрация происходит только со стороны одного ограждения. На графике рис. IV.10, составленном на основании расчета с помощью ЭВМ воздушного режима одноэтажного промышленного здания с двухсторонним остеклением с учетом действия ветра, приведена зависимость $\gamma_п$ от относительного давления ветра $\bar{P}_v$.

При определении относительного перепада давления, создаваемого ветром, за единицу давления принято $H\,\Delta\rho$, поэтому

$$\bar{P}_v = \frac{0{,}06 v_н^2 \rho_н}{H \Delta\rho}, \qquad (IV.42)$$

где $v_н$ — скорость ветра; $0{,}06 \approx (k_н - k_з)\,\frac{1}{2q}$; $k_н$ и $k_з$ — аэродинамические коэффициенты: с наветренной стороны $k_н = +0{,}8$, с заветренной $k_з = -0{,}6$.

Более сложные случаи: при дебалансе вентиляции, когда здание многопролетное и т. д., решаются анало-

гичным путем с помощью специально рассчитанных коэффициентов $\gamma_и$.

Общее количество наружного воздуха $L_о$, поступающего в помещение в результате инфильтрации через наружные ограждения, равно:

$$L_о = j_о \gamma_и F_{н.о}, \qquad (IV.43)$$

где $j_о$ — см. формулу (IV.40); $F_{н.о}$ — суммарная площадь всей поверхности наружных ограждений.

Не менее сложной и важной задачей оказывается определение расхода воздуха при инфильтрации в многоэтажных жилых и общественных зданиях. Применительно к жилым зданиям повышенной этажности этот вопрос подробно изучен В. Е. Константиновой [18] и Н. Н. Разумовым [33]. Ими создана общая методика расчета воздушного режима зданий, построены графики и составлены таблицы, по которым можно рассчитать воздушный режим зданий различной этажности при любых температурах воздуха и скорости ветра.

В многообразии решений, вариантов исходных данных можно найти закономерности, которые позволяют обобщить полученные результаты. Возьмем здания в N (5—20) этажей с типовыми конструктивно-планировочными решениями. Учитывая однотипность и в основном пофасадную ориентацию помещений, при расчете инфильтрации следует принять для всех помещений наибольшие (расчетные) расходы воздуха, для наветренной стороны при расчетных для зимнего режима температуре наружного воздуха $t_н$ и скорости ветра $v_н$ (в этом случае расходы наибольшие, а поэтому расчетные). Анализ таким образом ограниченного круга данных показывает, что изменение расходов воздуха по высоте здания при данных $t_н$ и $v_н$ имеет практически линейную зависимость. Поэтому достаточно определить значения расходов для нижнего и верхнего этажей. Ниже приведены аналитические зависимости, аппроксимирующие расчетные данные.

Количество воздуха $j_{вер}$, кг/(м^2·ч), проникающего через 1 м^2 окна в верхнем этаже наветренной стороны N-этажного здания при определенных $t_н$ и $v_н$ равно:

$$j_{вер} = (4 + 0{,}15N)\, 10^{-2} (v_н + 5 - 0{,}1t_н). \qquad (IV.44)$$

Для нижнего (первого) этажа количество воздуха

$$j_{ниж} = 7 \cdot 10^{-2} v_н^2 - (4 + 0{,}5N)\, 10^{-2}\, t_н + 0{,}25N + 4{,}5. \qquad (IV.45)$$

Для промежуточного этажа n величина j_n равна:

$$j_n = j_{\text{ниж}} - \frac{j_{\text{ниж}} - j_{\text{вер}}}{N} n. \qquad \text{(IV·46)}$$

Следует иметь в виду, что предлагаемые формулы приближенны. Однако точность их (ошибка 10—15%) достаточна для расчета потерь тепла на инфильтрацию.

Расчет дополнительных затрат тепла на нагрев наружного воздуха, попадающего в помещение, производится по формулам п. 2 данной главы. При этом следует иметь в виду следующие соображения. Наибольшие теплопотери от инфильтрации (до 30—40%) связаны с наличием окон, особенно в промышленных зданиях, в которых притворы окон не заклеивают на зиму. Затраты тепла на инфильтрацию через стыки составляют до 3—5% основных теплопотерь, через толщу ограждения они еще меньше. Инфильтрацию в двух последних случаях следует учитывать при теплотехническом расчете ограждений, так как она приводит к значительному понижению температуры внутренней поверхности ограждения. Вентилирование воздушной прослойки в конструкции ограждения наружным воздухом также увеличивает теплопотери и понижает температуру внутренней поверхности ограждений.

ГЛАВА V

ИНЖЕНЕРНЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА ТЕПЛОУСТОЙЧИВОСТИ ПОМЕЩЕНИЯ

Тепловой режим помещения определяется поступлениями или потерями тепла через наружные ограждения, работой отопительно-охладительных и вентиляционных систем, бытовыми и технологическими тепловыделениями, а также теплофизическими свойствами ограждений, оборудования и др. Изменения потоков тепла от источников и стоки тепла обычно имеют периодический характер и часто могут быть представлены в виде повторяющихся колебаний, поэтому и тепловой режим помещения изменяется периодически.

С помощью системы кондиционирования микроклимата ассимилируются избытки тепла, компенсируются его потери и поддерживаются относительно постоянными температура и другие параметры микроклимата по-

мещения. В помещениях, в которых температуру не поддерживают постоянной, под влиянием колебаний поступлений и потерь тепла она периодически изменяется. Эти изменения температуры зависят от характера тепловыделений и тепловых свойств помещения.

По характеру изменения во времени все возможные виды поступлений и потерь тепла можно разделить на гармонические и прерывистые. Поступления тепла за счет разности температур через ограждения или с наружным воздухом достаточно точно можно считать правильными гармоническими. Проникающая через окна солнечная радиация или поступления тепла от технологических источников при их сменной работе имеют четко выраженный прерывистый характер. Более сложные случаи могут быть представлены в виде нескольких прерывистых гармонических поступлений.

В анализе теплоустойчивости помещения следует учитывать специфику участия в процессе лучистой и конвективной составляющих теплообмена. Она состоит в разной последовательности передачи тепла воздуху и поверхностям помещения этими составляющими. Конвективное тепло поступает в воздух и от него передается поверхностям, обращенным в помещение. Температуры поверхностей и воздуха несколько различны, и их изменения не совпадают во времени; лучистое тепло поступает непосредственно на поверхности и изменяет их температуру. Воздух практически не участвует в лучистом теплообмене, поэтому колебания его температуры по значению и во времени в этом процессе следуют за колебаниями температуры поверхностей.

При расчете теплоустойчивости помещения можно пользоваться методом наложения (суперпозиции). Такая возможность вытекает из рассмотрения полной физико-математической постановки задачи. Наложение частных результатов для получения общего удобно проводить по правилу аналитического сложения гармонических колебаний. Использование метода наложения и правила сложения позволяет решить задачу по определению теплоустойчивости помещения простыми и доступными для инженерной практики приемами. Появляется возможность отдельно рассмотреть действие каждой составляющей гармонического и прерывистого поступления лучистого или конвективного тепла, установить вызванные ими колебания температуры воздуха и поверх-

ностей и после этого получить совместный эффект действия всех источников и стоков тепла на тепловой режим помещения.

V.1 .ПОКАЗАТЕЛИ ТЕПЛОУСТОЙЧИВОСТИ ПОМЕЩЕНИЯ

Для расчета изменения теплового режима помещения (температуры воздуха и его радиационной температуры) необходимо определить показатели теплоусвоения и теплопоглощения помещения. При уточнении их значений необходимо учесть особенности конвективного и лучистого теплообмена, воздухообмен, а также наличие в помещении оборудования и др.

Показатель теплоусвоения

Показатель теплоусвоения помещения определяет изменение температуры внутренних поверхностей под влиянием лучистых и конвективных поступлений тепла. Мебель и оборудование, имея развитую поверхность и частично экранируя ограждения, могут несколько изменить радиационную температуру помещения. Однако при определении показателя теплоусвоения помещения их влияние, как правило, можно не учитывать. В качестве показателя теплоусвоения помещения $\dot{Y}_{\text{п}}^{*}$ принимают характеристику теплоусвоения внутренних поверхностей ограждений $Y_{\text{огр}}$, считая, что только их температурой определяется радиационная температура помещения:

$$\dot{Y}_{\text{п}} \approx Y_{\text{огр}} = \Sigma \dot{Y}_i F_i. \qquad \text{(V.1)}$$

Показатели теплоусвоения отдельных ограждений $\dot{Y}_i$ являются векторами (обозначено точкой), и для полного их определения наряду с величинами Y_i (модуль) нужно знать характеристики их положения во времени ε_{Y_i} (аргумент). Величиной ε_{Y_i}, ч, определяют отставание во времени изменений температуры поверхности от изменений проходящего через поверхность теплового потока (рис. V.1). Сложение величин $\dot{Y}_i$ отдельных ограждений для получения $\dot{Y}_{\text{п}}$ в формуле (V.1), строго говоря, нужно проводить с учетом их несовпадения во времени, но в инженерном расчете обычно складывают модули Y_i.

*) См. примеч. на с. 178.

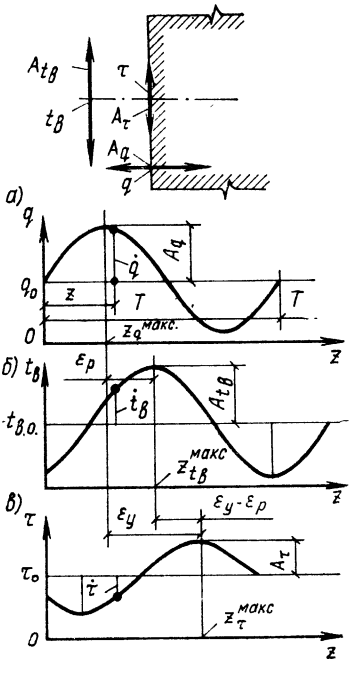


Рис. V.1. Гармонические изменения теплового потока (*а*), проходящего через поверхность ограждения, температуры воздуха (*б*) и поверхности ограждения (*в*)

В инженерном методе расчета для упрощения рекомендуют не учитывать возможное расхождение ε_{y_i} и считать для всех ограждений величину $\varepsilon_y \approx T/8$ в связи с преимущественным применением в помещении ограждений с «толстыми» внутренними слоями и взаимно компенсирующим влиянием легких наружных ограждений ($0 < \varepsilon_y < T/8$) и легких внутренних ограждений ($T/8 < \varepsilon_y < T/4$).

В жилых помещениях доля внутренних ограждений в общей поверхности большая, поэтому для них ε_y несколько больше $T/8$. Однако это отклонение несущественно.

Показатель теплопоглощения

Для расчета изменений основной составляющей теплового режима — температуры воздуха — необходимо определить полное значение показателя теплопоглощения помещения $\dot{P}_п$, учитывающего наличие наряду с ограждениями мебели, оборудования и влияние воздухообмена. Мебель и оборудование можно рассматривать как дополнительную тепловую емкость, повышающую теплоаккумулирующую способность внутренней среды (воздуха помещения). Воздухообмен в помещении также

связан с поглощением конвективного тепла. С учетом принятого разделения теплообмена на составляющие при определении теплопоглощательной способности помещения нужно учитывать только конвективную часть общего теплообмена. Коэффициент теплопоглощения определяет изменение температуры воздуха помещения только под влиянием поступлений конвективного тепла.

Для внутренних поверхностей всех ограждений показатель теплопоглощения ограждений $P_{огр}$ (здесь учтены только модули величин) равен:

$$P_{огр} = \Sigma P_i F_i. \tag{V.2}$$

где P_i — теплопоглощение отдельного ограждения:

$$P_i \approx \frac{1}{\frac{1}{Y_i} + \frac{1}{\alpha_{к,i}}}, \tag{V.3}$$

здесь $\alpha_{к,i}$ — коэффициент конвективного теплообмена на его поверхности.

Для ограждений различного вида значения P_i заметно изменяются. Если материал ограждения имеет большую теплоемкость и теплопроводность (металлические предметы, поверхность бака с водой и др.), то P_i его поверхности стремится к своему максимально возможному значению — коэффициенту конвективного теплообмена $\alpha_к$. Для наружных ограждений с малой теплоемкостью и теплопроводностью (например, для окна при $S \to 0$), когда

$$Y = \frac{1}{R_0 - R_в}, \tag{V.4}$$

величина P_i равна своему минимальному значению — коэффициенту теплопередачи K. Для окна по формуле (V.3) имеем:

$$P_i = \frac{1}{\Sigma R_i + \frac{1}{\alpha_н} + \frac{1}{\alpha_в}} \approx \frac{1}{R_0} = K. \tag{V.5}$$

Оборудование и мебель при расчете теплопоглощения помещения можно рассматривать состоящими из сравнительно тонких пластин $(0{,}5 < D < 1)$, которые с двух сторон омываются воздухом помещения. Показатель теплопоглощения оборудования, имеющего массу $G_{об}$ и массовую теплоемкость $c_{об}$, равен:

$$P_{об} = \frac{4{,}4}{T} G_{об} c_{об}. \tag{V.6}$$

Показатель теплопоглощения воздухообмена в помещении

$$P_{\text{вен}} = L\,(c\rho)_{\text{в}}, \qquad \text{(V.7)}$$

где L — воздухообмен в помещении, м³/ч.

Показатель теплопоглощения помещения $P_{\text{п}}$ равен сумме всех рассмотренных составляющих величин P_i. Значения P_i равны отношению изменений соответствующих конвективных потоков тепла и температуры воздуха и являются векторными величинами. Колебания температуры воздуха в помещении одинаковы для всех поверхностей, но изменения конвективных потоков тепла на них оказываются разными и не совпадающими во времени. Последнее определяет положение показателей теплопоглощения во времени ε_{P_i} (аргумент).

Для отсчета положения P_i во времени принимают колебания температуры воздуха. Изменение $P_{\text{вен}}$, как это следует из выражения (V.7), совпадает с колебаниями температуры воздуха, поэтому $\varepsilon_{P_{\text{вен}}} = 0$. Колебания тепловых потоков через ограждения (рис. V.1) отстают от колебаний температуры воздуха на ε_{P_i}. Имея данные об отдельных величинах P_i и о их положении во времени ε_{P_i}, в общем виде можно определить показатель теплопоглощения $P_{\text{п}}$ (учитывая только модули величин) по правилу (п. 3 гл. III) попарного сложения гармонических колебаний:

$$P_{\text{п}} = [P_{\text{вен}} + (P_{\text{огр}} + P_{\text{об}})\,\psi_1]\,\psi_2. \qquad \text{(V.8)}$$

Между показателем теплопоглощения и теплоусвоения помещения сохраняется связь, определяемая зависимостью коэффициентов теплопоглощения и теплоусвоения отдельных поверхностей [см. формулу (V.3)]:

$$P_{\text{п}} = \frac{1}{\dfrac{1}{Y_{\text{п}}} + \dfrac{1}{\Lambda}}, \qquad \text{(V.9)}$$

где Λ — показатель интенсивности конвективного теплообмена на всей площади поверхности в помещении:

$$\Lambda = \Sigma\alpha_{\text{к},i} F_i = \bar{\alpha}_{\text{к}} \Sigma F_i, \qquad \text{(V.10)}$$

где $\bar{\alpha}_{\text{к}}$ — осредненный по поверхностям коэффициент конвективного теплообмена.

V.2. ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ПОМЕЩЕНИЯ ПРИ ПЕРИОДИЧЕСКИ ИЗМЕНЯЮЩИХСЯ ПОСТУПЛЕНИЯХ ТЕПЛА

Теплоустойчивость помещения характеризуется изменениями температуры воздуха и поверхностей. Рассмотрим особенности изменения теплового режима помещения при действии различных составляющих теплопоступлений.

Гармонические поступления отдельно только лучистого или только конвективного тепла

Поступающее в помещение *лучистое тепло* в результате многократного отражения относительно равномерно распределяется по всем поверхностям помещения. Колебания гармонических (г) поступлений лучистого (л) тепла с амплитудой $A_{Q_{г.л}}$ вызовут изменения осредненной по площадям температуры $\dot{\tau}^{*}_{ос.г.л}$ поверхностей в помещении с амплитудой $A_{\tau_{ос.г.л}}$:

$$\dot{\tau}_{ос.г.л} = \frac{\dot{Q}_{г.л}}{\dot{Y}_{п}}; \quad A_{\tau_{ос.г.л}} = AQ_{г.л}/Y_{п}. \qquad (V.11)$$

Температура поверхностей $\tau_{ос.г.л}$ изменяется с отставанием от $Q_{г.л}$ на величину $\varepsilon_{У_{п}}$. Температура воздуха изменяется по значению и во времени так же, как температура поверхностей (здесь предполагается отсутствие конвективного теплообмена):

$$\dot{t}_{в.г.л} = \dot{\tau}_{ос.г.л}; \quad A_{t_{в.г.л}} = A_{\tau_{ос.г.л}}. \qquad (V.12)$$

Конвективное тепло передается воздуху и от него поверхностям помещения. В каждый момент времени количество поступившего в помещение конвективного тепла равно количеству тепла, переданного воздухом поверхностям (теплоемкость воздуха в объеме помещения незначительна). При гармонических (г) поступлениях конвективного (к) тепла амплитуда $A_{t_{в.г.к}}$ изменения температуры воздуха больше амплитуды $A_{\tau_{ос.г.к}}$ осреднен-

*) Точкой сверху обозначена изменяющаяся часть векторной величины, в данном случае $\tau_{ос.г.л}$, $Q_{г.л}$, $У_{п}$.

ной температуры поверхностей и во времени колебания $\dot{\tau}_{\text{ос.г.к}}$ отстает от $\dot{t}_{\text{в.г.к}}$:

$$\dot{\tau}_{\text{ос.г.к}} = \frac{\dot{Q}_{\text{г.к}}}{\dot{Y}_{\text{п}}}; \quad A_{\tau_{\text{ос.г.к}}} = A_{Q_{\text{г.к}}}/Y_{\text{п}}, \tag{V.13}$$

где $A_{Q_{\text{г.к}}}$ — амплитуда гармонического поступления конвективного тепла.

Отставание изменений $\dot{\tau}_{\text{ос.г.к}}$ от $\dot{Q}_{\text{г.к}}$ равно $\varepsilon_{y_{\text{п}}}$.

Изменение $\dot{t}_{\text{в.г.к}}$ и ее амплитуды $A_{t_{\text{в.г.к}}}$ равно:

$$\dot{t}_{\text{в.г.к}} = \frac{\dot{Q}_{\text{г.к}}}{\dot{P}_{\text{п}}}; \quad A_{t_{\text{в.г.к}}} = A_{Q_{\text{г.к}}}/P_{\text{п}}, \tag{V.14}$$

а отставание во времени изменений температуры воздуха от конвективных поступлений составляет величину $\varepsilon_{P_{\text{п}}}$. Несовпадение во времени $t_{\text{в.г.к}}$ и $\tau_{\text{ос.г.к}}$ определяется разностью $\varepsilon_{y_{\text{п}}} - \varepsilon_{P_{\text{п}}}$.

Прерывистые поступления только лучистого или только конвективного тепла

Прерывистой называют периодическую подачу тепла (рис. V.2), когда в течение части периода m/T, в продолжении m ч поступление тепла $Q_{\text{п}}$ постоянно и полностью прерывается (на $T-m$ ч) на остальную часть $(1-m/T)$ периода. Прерывистую подачу тепла математически можно представить в виде ряда Фурье — суммы гармонических колебаний, имеющих разные амплитуды и периоды. Для суммы гармоник, как и для слагаемых гармоник, справедливы общие закономерности процесса. Это обстоятельство позволило получить решение задачи, которое удобно использовать в намеченной последовательности инженерного метода.

При расчете теплоустойчивости помещения необходимо определить отклонение температуры воздуха $\Delta t_{\text{в.п}}$ и поверхностей $\Delta\tau_{\text{ос.п}}$ от их средних за период значений при прерывистых поступлениях (обозначим их П). Отклонения температуры поверхностей в помещении при прерывистой подаче отдельно лучистого или конвективного тепла равны:

$$\Delta\tau_{\text{ос.п}} = \Omega Q_{\text{п}}/Y_{\text{п}}, \tag{V.15}$$

где Ω — коэффициент прерывистости [46], зависящий от m/T и момента времени, для которого определяют величину $\Delta\tau_{\text{ос.п}}$.

Максимальное повышение температуры $\tau_{ос.п}$ относительно среднего значения соответствует моменту времени окончания подачи тепла (см. рис. V. 2, *б*). Принимаем эту величину за условную амплитуду $A_{\tau_{ос.п}}$ колебания температуры поверхностей в режиме прерывистых поступлений:

$$A_{\tau_{ос.п}} = \Delta\tau_{ос.п}^{макс} = \frac{\Omega_{макс} Q_п}{Y_п}, \qquad (V.16)$$

где $\Omega_{макс}$ — максимальное значение коэффициента прерывистости.

Полный перепад температуры поверхностей за перерыв между теплопоступлениями составляет

$$\tau_{ос.п}^{макс} - \tau_{ос.п}^{мин} = Q_п \frac{\Omega_{макс} - \Omega_{мин}}{Y_п}, \qquad (V.17)$$

где $\Omega_{мин}$ — минимальное значение коэффициента прерывистости.

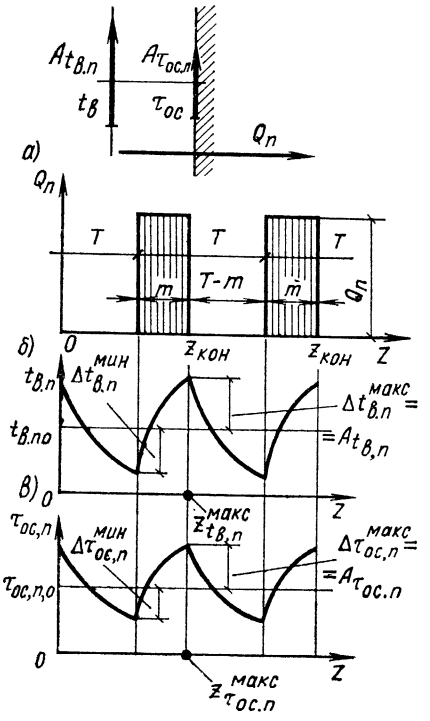


Рис. V.2. Прерывистые изменения теплового потока (*а*), проходящего через поверхность ограждения, температуры воздуха (*б*) и поверхности ограждения (*в*)

При прерывистом поступлении *только лучистого тепла* изменения температуры воздуха $\Delta t_{в.п}$ равны значениям, полученным в формулах (V.15) — (V.17), и совпадают во времени с изменениями $\Delta\tau_{ос.п}$. Время, при котором $t_в$ и $\tau_{ос}$ принимают максимальные значения, совпадает с моментом окончания прерывистой подачи.

При прерывистом поступлении *только конвективного* тепла $Q_{п.к}$ величина $\Delta t_{в.п.к}$ отличается от $\Delta\tau_{ос.п.к}$:

$$\Delta t_{в.п.к} = \Delta\tau_{ос.п.к} + \frac{Q_{п.к}}{\Lambda}. \qquad (V.18)$$

Максимальное превышение температуры воздуха над средним

значением обозначим $A_{t_{в.п.к}}$. Эта условная амплитуда изменения температуры воздуха равна:

$$A_{t_{в.п.к}} = A_{\tau_{ос.п.к}} + \frac{Q_{п.к}}{\Lambda}. \qquad (V.19)$$

Полный перепад температуры воздуха за период между поступлениями конвективного тепла равен:

$$t^{макс}_{в.п.к} - t^{мин}_{в.п.к} = Q_{п.к}\left(\frac{\Omega_{макс} - \Omega_{мин}}{Y_п} + \frac{1}{\Lambda}\right). \qquad (V.20)$$

Сложный лучисто-конвективный теплообмен на поверхности при гармонических и прерывистых теплопоступлениях

При рассмотрении сложного лучисто-конвективного теплообмена на поверхностях в помещении удобно воспользоваться понятием «условная температура воздуха» (см. п. II.1) и записать тепловой баланс поверхностей при периодических колебаниях температуры воздуха и подающего на поверхности лучистого потока тепла только для изменяющихся во времени составляющих в виде

$$\dot{Q} = \dot{Q}_л + \Lambda(\dot{t}_в - \dot{\tau}_{ос}) = \Lambda\left(\dot{t}_в + \frac{\dot{Q}_л}{\Lambda} - \dot{\tau}_{ос}\right) = \Lambda(\dot{t}_{усл} - \dot{\tau}_{ос}); \qquad (V.21)^*$$

точками обозначены периодически изменяющиеся составляющие соответствующих величин (изменяющиеся во времени их части): $\dot{Q}$ — общего теплового потока на поверхности; $\dot{Q}_л$ — падающего на поверхности лучистого потока тепла; $\dot{t}_в$, $\dot{\tau}_{ос}$ — температуры воздуха и поверхностей; Λ — показатель интенсивности конвективного теплообмена. $\dot{t}_{усл}$ — условной температуры воздуха, равной:

$$\dot{t}_{усл} = \dot{t}_в + \frac{\dot{Q}_л}{\Lambda}. \qquad (V.22)$$

Следуя известному выводу [см. формулу (V.3)], на всей площади поверхностей, обращенных в помещение, соотношение между изменениями общего теплового потока на поверхности и условной температуры воздуха можно получить в виде условного показателя теплопоглощения поверхности $P_{усл}$:

$$\dot{P}_{усл} = \frac{\dot{Q}}{\dot{t}_{усл}} = \frac{\dot{Q}}{\dot{t}_в + \dot{Q}_л/\Lambda}. \qquad (V.23)$$

*) В уравнениях (V.21) — (V.28) и др. действия умножения, сложения и т. д. величин с точками выполняют как с векторами или комплексными числами. Суммировать их удобно, пользуясь правилом сложения правильных гармонических колебаний см. п. III.3.

Используя $\dot{P}_{усл}$, с учетом (V.11) переменную часть составляющих тепловых балансов относительно всего помещения и поверхностей ограждений в помещении удается записать в виде уравнений:

относительно всего помещения

$$\dot{Q}_к + \dot{Q}_л + \dot{P}_{вен}\,\dot{t}_{пр} = \dot{P}_{усл}\,\dot{t}_{усл} + \dot{P}_{вен}\,\dot{t}_в, \qquad (V.24)$$

или

$$\dot{Q}_к + \dot{P}_{вен}\,\dot{t}_{пр} + \dot{Q}_л\left(1 - \frac{\dot{P}_{усл}}{\Lambda}\right) = (\dot{P}_{усл} + \dot{P}_{вен})\,\dot{t}_в; \qquad (V.25)$$

относительно поверхностей ограждений:

$$\dot{Q}_л + \Lambda\,(\dot{t}_в - \dot{\tau}_{ос}) = \dot{Y}\dot{\tau}_{ос}, \qquad (V.26)$$

или

$$\dot{Q}_л + \Lambda\dot{t}_в = (\dot{Y} + \Lambda)\,\dot{\tau}_{ос}, \qquad (V.27)$$

где все величины отнесены ко всему помещению. Дополнительно использовано обозначение $t_{пр}$ — периодически изменяющаяся составляющая температуры приточного воздуха в помещении.

Величина теплоаккумулирующей способности воздуха помещения мала, и ее, как правило, не учитывают.

Влияние оборудования и мебели на теплопоглощение в помещении может быть учтено в системе (V.25) и (V.27) по формулам (V.6)—(V.9).

Изменения теплопоступлений через наружные ограждения, которые определяются при постоянных средних за период внутренних условиях, вносят в расчет теплоустойчивости помещения [переменная часть $\dot{Q}_к$ и $\dot{Q}_л$ в уравнениях (V.25) и (V.27)] наряду с тепловыделениями от внутренних источников.

Уравнения тепловых балансов (V.25), (V.27) позволяют однозначно определить колебания температуры воздуха в помещении

$$\dot{t}_в = \frac{\dot{Q}_к + \dot{P}_{вен}\,\dot{t}_{пр} + \dot{Q}_л\,(1 - \dot{P}_{усл}/\Lambda)}{\dot{P}_{усл} + \dot{P}_{вен}}, \qquad (V.28)$$

а также осредненной по площадям температуры поверхностей в помещении

$$\dot{\tau}_{ос} = \frac{\dot{Q}_л + \Lambda\dot{t}_в}{\dot{Y} + \Lambda}. \qquad (V.29)$$

Из уравнений (V.28) и (V.29) по известным данным о свойствах теплоустойчивости помещения ($\dot{Y}$, $\dot{P}_{усл}$) и о

воздействующих на его тепловой режим факторах ($\dot{Q}_к$, $\dot{Q}_л$, $\dot{P}_{вен}$, $\dot{t}_{пр}$) можно непосредственно определить искомые изменения температуры воздуха $t_в$ и поверхности ограждений $\dot{\tau}_{ос}$ в помещении.

Из этих уравнений также следует, что изменения температуры воздуха и поверхностей в помещении при поступлениях одинаковых периодических лучистых и конвективных потоков тепла не равны. Чтобы отсутствовали колебания температуры поверхностей ($\dot{\tau}_{ос}=0$), конвективной системе охлаждения помещения потребуется создавать колебания температуры воздуха по (V.29), равные:

$$\dot{t}_в = -\frac{\dot{Q}_л}{\Lambda}. \qquad (V.30)$$

Колебания конвективных теплопоступлений ($\dot{Q}_к + \dot{P}_{вен}\,\dot{t}_{пр}$) должны быть для этого, как это следует из подстановки (V.30) в (V.28) в

$$\frac{\dot{Q}_к + \dot{P}_{вен}\,\dot{t}_{пр}}{\dot{Q}_л} = -\left(\frac{\dot{P}_{вен}}{\Lambda} + 1\right) \qquad (V.31)$$

раз больше лучистых теплопоступлений ($\dot{Q}_л$).

Задача кондиционирования воздуха обычно состоит в поддержании постоянной температуры воздуха в помещении ($\dot{t}_в=0$). Для этой цели система должна полностью ассимилировать избыточное конвективное тепло, и только часть переменной составляющей лучистых теплопоступлений $\dot{Q}_л$, которая (эта часть), как это следует из (V.28), равна:

$$\frac{(\dot{Q}_к + \dot{P}_{вен}\,\dot{t}_{пр})}{\dot{Q}_л} = (\dot{P}_{усл}/\Lambda) - 1. \qquad (V.32)$$

Иными словами, для предупреждения колебания температуры воздуха конвективная система должна отвести из помещения только некоторую долю $\dot{K}_{ас}$ (коэффициент ассимиляции изменяющихся лучистых теплопоступлений конвективными) от лучистого теплового потока, поступающего в помещение. Доля $\dot{K}_{ас}$ так же, как и остальные величины в (V.32), периодически изменяется. Ее максимальное значение соответствует модулю векторной величины отношения (V.32). Максимум доли $\dot{K}_{ас}$ в тепловой нагрузке системы кондиционирования воздуха

должен отставать во времени $Z_{ac}^{макс}$ от максимума гармонического лучистого теплопоступления $Z_{Q_л}^{макс}$ на интервал времени ε_{ac}, равный аргументу соотношения (V.32), поэтому

$$Z_{ac}^{макс} = Z_{Q_л}^{макс} + \varepsilon_{ac}. \qquad (V.33)$$

Холодильную нагрузку на систему кондиционирования воздуха $Q_{кв}$ при лучисто-конвективных теплопоступлениях, изменяющихся по гармоническому закону, можно для каждого момента времени определить по формуле

$$Q_{кв} = Q_{кв.о} + \dot{Q}_{кв} = Q_{к.о} + Q_{л.о} + \dot{Q}_к + \dot{K}_{ac}\dot{Q}_л. \qquad (V.34)$$

Максимальная нагрузка на систему кондиционирования воздуха $Q_{кв}^{макс}$, которая, например, в расчетные летние сутки определит установочную холодильную мощность системы, равна:

$$Q_{кв}^{макс} = Q_{кв.о} + AQ_{кв} = Q_{к.о} + Q_{л.о} + AQ_к + K_{ac}AQ_л. \qquad (V.35)$$

[в уравнениях (V.34), (V.35) индексом «о» отмечены средние за период (за сутки) величины, а точкой обозначены изменяющиеся части соответствующих величин].

Выше были рассмотрены правильные гармонические изменения подачи и ассимиляции тепла.

Анализ теплоустойчивости помещения при прерывистых теплопоступлениях сложнее, чем при гармонических, однако в соответствии с принципом суперпозиции для ряда в целом, как и для слагаемых гармоник, как это уже было сказано, справедливы общие закономерности процесса. Это обстоятельство позволяет использовать намеченную выше схему и последовательность рассмотрения для прерывистых теплопоступлений и для общего случая лучисто-конвективных периодических (гармонических и прерывистых) поступлений (или ассимиляций) тепла. Особенность приведенных выше уравнений для этих случаев будет в том, что входящие в них изменяющиеся величины являются не правильными гармониками, а более сложно изменяющимися во времени, но также периодическими показателями процесса. В результате соответствующие показатели теплопоглощения и теплоусвоения помещения для прерывистых и более слож-

ных периодических процессов не могут быть определены по простым формулам вида (V.23). Величины $\dot{Q}_л$, $\dot{Q}_к$, $\dot{t}_{пр}$ в связи с их сложным изменением должны быть заданы в виде графиков или табличных данных. Коэффициент ассимиляции $K_{ас}$ и искомые температуры $\dot{t}_в$ и $\dot{\tau}_{ос}$, как правило, не могут быть в связи с этим получены аналитическим расчетом, их следует определять или методом сложения частных составляющих, или решением с применением ЭВМ.

Такие расчеты на ЭВМ выполнены для случаев прерывистых поступлений тепла разной продолжительности, а также для поступлений тепла солнечной радиации в помещение при различной ориентации ограждений [5].

V.3. ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ ТЕПЛОУСТОЙЧИВОСТИ ДЛЯ РАСЧЕТА РЕЖИМА РЕГУЛИРОВАНИЯ МИКРОКЛИМАТА

Для решения вопросов регулирования систем кондиционирования воздуха необходимо проанализировать работу отопительно-вентиляционного оборудования, выбрать контуры регулирования и определить основные параметры устройств, обеспечивающих выполнение заданных процессов регулирования. Выбор схемы и основных параметров системы регулирования каждого контура производится с учетом протекания тепловых процессов в объектах регулирования, требований по точности регулирования, быстродействию и другим качественным показателям. Динамические свойства объекта существенно влияют на основной показатель системы автоматического регулирования — устойчивость параметров регулирования.

Расчет динамики тепловых процессов объекта регулирования обычно сводится к определению его статических и динамических характеристик. В системе кондиционирования статические и динамические характеристики дают возможность выявить зависимость колебаний температуры помещения и в отдельных элементах системы от изменяющихся тепловых воздействий.

Переменные тепловые воздействия условно разделяют на два вида: регулирующие и возмущающие. Регулирующие воздействия направлены на поддержание заданной температуры помещения $t_п$. К ним относится тепло, вносимое (или ассимилируемое) системами кондицио-

нирования. Возмущающие воздействия вызывают отклонения температуры помещения $t_п$ от заданного значения. Это теплопоступления (теплопотери) при изменении температуры наружного воздуха, скорости ветра, солнечной радиации, работы технологического оборудования, электрического освещения и др. В самих системах кондиционирования регулирующие воздействия определяются технологическими схемами, режимом работы системы и т. д.

Обычно динамика тепловых процессов в системах кондиционирования определяется только относительно регулирующих воздействий [30].

Динамические характеристики делятся на временные и частотные. Временные характеристики определяют для переходных тепловых процессов (кривые разгона) при ступенчатом или прерывистом изменении во времени теплового воздействия. Частотные устанавливают при его изменении в виде гармонических колебаний. Динамические характеристики могут быть определены аналитически решением системы дифференциальных уравнений теплового режима помещения или отдельных элементов системы. Подобные решения получены в теории теплоустойчивости, однако их до сих пор недостаточно использовали для решения вопросов регулирования.

В теории автоматического регулирования для анализа режимов составляют линейные дифференциальные уравнения невысокого (первого — третьего) порядка. Такие уравнения не могут учесть всей сложности теплового процесса в помещении и системах кондиционирования.

При расчете динамических характеристик вентилируемых помещений и некоторых элементов систем кондиционирования удобна инженерная методика расчета теплоустойчивости. Она позволяет получать временные и частотные характеристики при любых регулирующих или возмущающих воздействиях с учетом полного описания теплового процесса.

В теории теплоустойчивости инерционные свойства всех поверхностей в помещении оценивают коэффициентом теплоусвоения $У_п$. Инерционные свойства помещения относительно температуры воздуха характеризуют коэффициентом теплопоглощения $Р_п$.

Гармонические колебания тепловых потоков регулирующих или возмущающих воздействий вызывают в помещении колебания температуры воздуха $t_в$ и внутрен-

них поверхностей ограждений $\tau_{ос}$. Амплитуды этих колебаний приближенно равны:

$$A\tau_{ос.г} \approx AQ_г/Y_п \text{ и } A_{t_{в.г}} \approx (AQ_{г.к}/Y_п + AQ_{г.к}/P_п)\,\psi, \quad (V.36)$$

а время их максимального значения зависит от $\varepsilon_{Y_п}$ и $\varepsilon_{P_п}$. Поскольку коэффициенты $Y_п$ и $P_п$ зависят от частоты колебаний, их можно использовать для аналитическо-

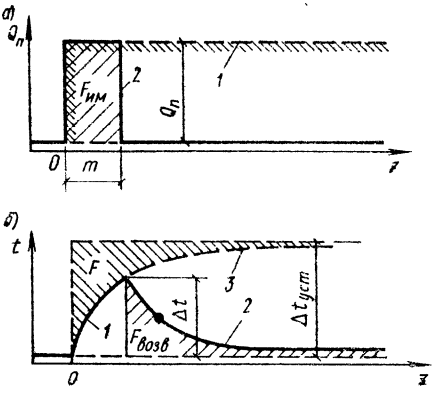


Рис. V.3. Кривые переходных тепловых процессов в объектах регулирования при разовых ступенчатом и импульсном тепловых воздействиях

а — разовое ступенчатое (*1*) и импульсное (*2*) тепловое воздействие; *б* — изменение температуры при ступенчатом (*1* и *3*) и импульсном (*1* и *2*) тепловом воздействии (кривые разгона)

го определения частотных (амплитудных и фазовых) динамических характеристик регулирования теплового процесса в помещении.

Основные зависимости для периодических прерывистых теплопоступлений можно применить к расчету разовых ступенчатых и импульсных воздействий (рис. V.3). Для этого предположим, что период T имеет достаточно большую длительность. Для определения импульсных характеристик динамики теплового процесса в помещении могут быть использованы уравнения изменения температуры ограждений $\Delta\tau_{ос}$ и воздуха $\Delta t_в$:

$$\Delta\tau_{ос.п} = \frac{\Omega Q_п}{Y_п};$$

$$\Delta t_{в.п} = \frac{\Omega Q_п}{Y_п} + \frac{Q_{п.к}}{\Lambda}. \quad (V.37)$$

Кривая переходного теплового процесса в помещении в начальный период разового ступенчатого возмущения аналогична кривой разгона апериодического звена первого порядка (сосредоточенные тепловая емкость и термическое сопротивление).

Постоянную времени $T_{\text{п}}$ и статический коэффициент передачи $K_{\text{п}}$ помещения относительно температуры воздуха и поверхностей можно определить по формулам (см. рис. V.3):

$$\left.\begin{aligned} T_{\text{п}} = \frac{F}{\Delta t_{\text{уст}}} = \frac{\int_0^\infty [1 - t(z)]\, dz}{\Delta t_{\text{уст}}}; \\ K_{\text{п}} = \frac{\Delta t_{\text{уст}}}{Q_{\text{п}}}, \end{aligned}\right\} \qquad \text{(V.38)}$$

где F — площадь, ограниченная кривой разгона и линией нового установившегося значения регулируемого параметра после разового ступенчатого воздействия; $\Delta t_{\text{уст}}$ — наибольшее отклонение регулируемого параметра.

Коэффициенты $T_{\text{п}}$ и $K_{\text{п}}$ могут быть также определены по кривой спада температуры при разовом импульсном воздействии из соотношений:

$$T_{\text{п}} = \frac{F_{\text{возв}}}{\Delta t} = \frac{\int_m^\infty t(z)\, dz}{\Delta t}; \qquad \text{(V.39)}$$

$$K_{\text{п}} = \frac{F_{\text{возв}}}{F_{\text{им}}} = \frac{\int_m^\infty t(z)\, dz}{Q_{\text{п}}\, m}, \qquad \text{(V.40)}$$

где $F_{\text{им}}$ — площадь импульса прерывистой подачи тепла; $F_{\text{возв}}$ — площадь, ограниченная кривой возврата температуры после прекращения импульсной подачи; Δt — повышение температуры во время импульса.

Использование формул теплоустойчивости при прерывистой теплопередаче для данного случая оказалось возможным, так как средние за период при $T \to \infty$ показатели можно принимать равными $Q_{\text{п}}$ при разовом ступенчатом изменении и 0 при импульсном.

Предложенные зависимости определяют динамические характеристики теплового процесса в помещении как объекта регулирования, которые в теории автоматического регулирования используют для выбора основных устройств, обеспечивающих заданные режимы регулирования. Данные теории теплоустойчивости также использованы для оценки динамических характеристик отдельных элементов систем кондиционирования (воздуховодов, камер и др.). Общий анализ процесса

регулирования кондиционирования микроклимата на основе теории теплоустойчивости выполнен в МИСИ С. А. Щелкуновым [50].

ГЛАВА VI
ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ПОМЕЩЕНИЯ ЗИМОЙ

Зимний и летний периоды особенно напряженные для работы систем кондиционирования микроклимата и наружных ограждающих конструкций. Наиболее холодные зимние и жаркие летние дни являются определяющими при расчете тепловой и охлаждающей мощности систем и защитных свойств ограждения.

В холодное время года наружные ограждения защищают помещения от воздействия низких температур, ветра и позволяют с помощью системы отопления поддерживать необходимую тепловую обстановку. Решая задачу отопления зданий, следует рассчитывать обогревающие устройства и ограждения так, чтобы они обеспечивали необходимые тепловые условия в помещении в течение всего отопительного периода. Необходимая температурная обстановка в помещении должна выдерживаться при наличии холодных или нагретых поверхностей и неравномерности температуры и подвижности воздуха в объеме помещения. Наибольшие разница температур и подвижность воздуха в помещении наблюдаются в самый холодный период зимы. Если наружные ограждения и система отопления обеспечат расчетные параметры микроклимата в этот период, то необходимые тепловые условия при правильном регулировании будут соблюдены в течение всего отопительного периода.

VI.1. ОБЕСПЕЧЕННОСТЬ РАСЧЕТНЫХ УСЛОВИЙ

Расчетные тепловые условия в помещении назначаются в зависимости от его функционального назначения и санитарно-гигиенических требований. Для большинства жилых и общественных зданий эти условия приблизительно одинаковы. В промышленных производствах можно выделить несколько групп помещений, условия в которых назначаются также приблизительно одинаковыми. Однако кроме санитарно-гигиенических и технологических требований, определяющих внутренние тепловые ус-

ловия, которые должны быть выдержаны в течение отопительного периода, важным во всех случаях является вопрос о степени обеспеченности заданных внутренних условий.

В таких зданиях, как больницы, родильные дома, детские ясли, а также в некоторых цехах с жесткими технологическими режимами требуется высокая степень обеспеченности заданных тепловых условий. Эти условия должны выдерживаться в них при любых погодных условиях, какие могут быть в районе строительства. В зданиях общего назначения (жилые дома, общежития, залы музеев, книгохранилища и т. д.) возможны разовые кратковременные отклонения от заданных (расчетных) условий. В зданиях второстепенного назначения, периодически функционирующих, с кратковременным пребыванием людей (торговые и выставочные залы, залы ожидания для пассажиров и др.) степень обеспеченности расчетных внутренних условий может быть еще более низкой.

Таким образом, для помещений различного назначения должны быть заданы не только расчетные внутренние условия, но и показатели степени их обеспеченности.

Чтобы выполнить необходимые требования обеспеченности заданных внутренних условий, необходимо правильно определить теплозащитные качества ограждений, тепловую мощность системы отопления на основе расчета, отправным моментом в котором будут расчетные наружные условия. Выбор расчетных параметров наружного климата связан с обеспечением заданных внутренних условий. Таким образом, есть возможность требование обеспеченности заданных внутренних условий учесть при выборе параметров наружного климата.

Наиболее холодные периоды каждой зимы принимают за «случай» при выборе расчетных наружных параметров, отвечающих определенной степени обеспеченности их появления. В качестве показателя обеспеченности заданных внутренних условий принимают показатель обеспеченности расчетных параметров наружного климата. Обеспеченность условий оценивают коэффициентом обеспеченности $K_{об.n}$, показывающим (в долях единицы или процентах) число случаев n, при которых недопустимо отклонение от расчетных условий. Зная $K_{об.n}$, можно сказать, в скольких случаях (в процентах или долях) невозможно отклонение от расчетных условий.

Коэффициент обеспеченности расчетных условий для холодного периода года

Санитарно-гигиенические требования к микроклимату помещений. Характеристика основных помещений	Коэффициент обеспеченности $K_{об.\,n}$
Повышенные. С повышенными санитарно-гигиеническими требованиями	Около 1
Высокие. С круглосуточным пребыванием людей или с постоянным технологическим режимом	0,9
Средние. С ограниченным во времени пребыванием людей	0,7
Низкие. С кратковременным пребыванием людей	0,5

Принятые к рассмотрению случаи связаны с определенной продолжительностью во времени, так как они характеризуются параметрами срочных наблюдений, осредненных за сутки или за период другой продолжительности. Поэтому с их помощью можно определить коэффициент обеспеченности $K_{об,\Delta z}$ по продолжительности возможных отклонений Δz. Сопоставление наружных расчетных условий, определенных при некотором значении $K_{об,\,n}$, с параметрами климата в наиболее суровый период позволяет выяснить степень и продолжительность наибольшего разового отклонения наружных условий от расчетных.

Обрабатывая результаты метеорологических наблюдений с учетом заданного коэффициента обеспеченности, можно получить все данные о возможных, вызываемых внешними воздействиями отклонениях условий в помещении от расчетных (число отклонений, их общую продолжительность, степень и продолжительность наиболее невыгодного разового отклонения).

Влияние наружного климата на тепловой режим ограждений и помещений комплексное. Оно определяется совместным действием нескольких метеорологических параметров, которые раздельно наблюдаются метеорологами. При расчете передачи тепла через ограждения действие этих параметров необходимо учитывать совместно: для зимы определяющими параметрами климата, например, являются температура наружного воздуха $t_н$ и скорость ветра $v_н$. В некоторых расчетах дополнительно к ним следует учитывать относительную влажность $\varphi_н$ и энтальпию $J_н$ наружного воздуха, а также солнечную радиацию, направление ветра, осадки. Неко-

торые из этих параметров связаны между собой, и изменение одного из них сопровождается определенным изменением другого. Например, похолодание для большинства районов страны с континентальным климатом связано с понижением скорости ветра.

Задача определения расчетных наружных условий зимой в основном сводится к определению расчетного сочетания зависимых событий — изменению $t_н$ и $v_н$ с учетом заданного коэффициента обеспеченности.

VI.2. ХАРАКТЕРИСТИКИ КЛИМАТА ХОЛОДНОГО ПЕРИОДА ГОДА

При выборе расчетных характеристик климата холодного периода года нужно исходить из следующих предпосылок.

Параметры наружного климата должны быть общими для расчета всех составляющих теплового режима (теплозащиты ограждений, потерь тепла и др.), так как они отражают единый процесс обмена теплом в здании. Параметры следует определять с учетом коэффициента обеспеченности, их должно быть достаточно для расчета нестационарной теплопередачи через ограждения, характерной для расчетных зимних условий.

Основной показатель холодного периода года — изменение температуры воздуха $t_н$. Для ряда климатических районов с учетом различных коэффициентов обеспеченности построены расчетные кривые изменения температуры наружного воздуха в период резкого похолодания. Для различных районов они имели характерную и близкую по очертанию форму (рис. VI.1): сравнительно медленное равномерное понижение температуры до начала периода резкого похолодания, затем резкое понижение температуры с последующим повышением. При медленном понижении температуры, как это наблюдается на начальном участке кривой, распределение температуры в сечении ограждения в каждый момент времени практически соответствует стационарному. При быстром похолодании процесс теплопередачи через ограждение становится нестационарным, и для его расчета нужно иметь полную характеристику изменения температуры. В период резкого похолодания расчетные кривые для различных географических районов и при разных коэффициентах обеспеченности могут быть определены тремя параметрами: температурой начала

периода резкого похолодания $t_{н.о}$, амплитудой $A_{t_н}$ изменения температуры в этот период от $t_{н.о}$ до минимальной температуры $t_{н.мин}$: $A_{t_н} = t_{н.о} - t_{н.мин}$ и продолжительностью периода резкого похолодания $\Delta z_{р.п}$ (время понижения температуры от $t_{н.о}$ до $t_{н.мин}$). Эти показатели для Москвы при разных $K_{об}$ приведены в табл. VI.1.

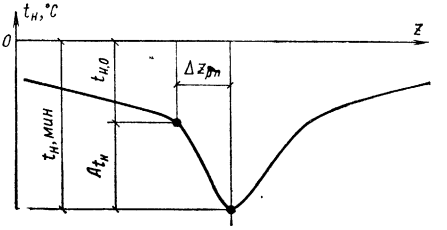


Рис. VI.1. Характерная кривая изменения температуры наружного воздуха зимой в период резкого похолодания

Таблица VI.1. **Характеристики климата в холодный период года в Москве при разных коэффициентах обеспеченности**

Коэффициент обеспеченности $K_{об}$	Расчетные характеристики климата		
	$t_{н.о}$, °C	$A_{t_н}$, °C	$v_н$, м/с
0,98	—26,4	15,8	2,6
0,9	—21,5	14,9	3
0,7	—17,2	14,6	3,4
0,5	—13,9	15,8	3,8

Примечание. $\Delta z_{р.п} = 3$ сут.

В условиях Москвы $\Delta z_{р.п}$ и $A_{t_н}$ практически не зависят от коэффициента обеспеченности и могут быть приняты постоянными: $\Delta z_{р.п} = 3$ сут; $A_{t_н} = 15°$ С.

Для получения расчетных скоростей ветра следует брать наиболее невыгодные сочетания $t_н$ и $v_н$, так как эта зависимость определяет наибольшие скорости, которые наблюдались при различных температурах. Зависимость $v_н = f(t_н)$ для Москвы на высоте H м от земли имеет вид

$$v_н = 8{,}03 + 0{,}143 t_н + 0{,}03 (H - 2). \qquad (VI.1)$$

В пределах города, как показывают измерения, скорость ветра начиная с 2 м от поверхности земли возрастает с высотой практически по линейному закону. В частности, в Москве на каждый метр высоты скорость

увеличивается в среднем на 0,03 м/с. Численные значения $v_н$ в Москве на высоте 2 м от земли, определенные для средней температуры периода резкого похолодания и разных коэффициентов обеспеченности, приведены в табл. VI.1. Эти скорости расчетные.

В гл. СНиП «Строительная теплотехника» приняты три значения расчетной наружной температуры для каждого географического района: абсолютный минимум $t_{н.мин}$; средняя температура наиболее холодных суток $t_{н.1}$ и средняя температура наиболее холодной пятидневки $t_{н.5}$. Две последние температуры определены по восьми суровым зимам последних пятидесяти лет. Выбор расчетной температуры зависит от степени тепловой массивности ограждения. В качестве показателя тепловой массивности ограждения принята величина D, рассчитанная для правильных колебаний с периодом $T = 24$ ч. Расчетные температуры наружного воздуха принимают в зависимости от D в соответствии с данными табл. VI.2.

Таблица VI.2. **Значения расчетной температуры наружного воздуха**

Степень тепловой массивности ограждения	Показатель тепловой массивности D	Температура наружного воздуха, С° принимаемая за расчетную
Особо легкое	$<1,5$	$t_{н\,мин}$
Легкое	1,5—4	$t_{н.1}$
Среднее	4—7	$\frac{t_{н.1}+t_{н\,5}}{2}$
Массивное	>7	$t_{н.5}$

Расчетную скорость ветра по СНиП принимают равной максимальной скорости из средних скоростей ветра по румбам за январь, повторяемость которых составляет 16% и более, с корректировкой на высоту здания.

Отопление в течение всего холодного периода года должно обеспечивать расчетные тепловые условия. Продолжительность отопительного периода зависит от географического района, в котором расположено здание, и от соотношений составляющих его теплового баланса. Начало и конец работы систем отопления связаны с появлением дефицита (недостатка) тепла в тепловом ба-

лансе помещения. Годовые затраты тепла на отопление зависят от продолжительности $n_{о.п}$ и средней температуры $t_{о.п}$ (определяются градусоднями) отопительного периода, т. е. периода, когда наружная температура устойчиво становится ниже температуры начала и конца отопительного периода.

Продолжительность периода, в течение которого температура наружного воздуха держится примерно постоянной, разная. Наиболее устойчива погода с температурой около 0° С. Дней с низкими температурами, близкими к расчетной, сравнительно мало.

Значительное влияние на тепловой баланс помещения, а следовательно на режим работы систем отопления, особенно в весенний период, оказывает солнечная радиация. При выборе схем и режима регулирования отопления ее влияние необходимо учитывать. Это особенно существенно для зданий, расположенных в средних и южных районах страны, а также для систем отопления с пофасадным регулированием. Наружный воздух в результате инфильтрации через проемы и неплотности ограждений попадает в здание, поэтому изменение его энтальпии и влажности также необходимо принимать во внимание при проектировании систем обеспечения заданного теплового режима здания. В то же время для многих зданий, особенно жилых и общественных, составляющие теплового баланса оказываются близкими, поэтому в нормах начало и конец отопительного периода для всех зданий приняты одинаковыми, соответствующими $t_{н.оп}=8°$ С. Значения $t_{о.п}$ и $n_{о.п}$ для разных географических пунктов приведены в таблицах характеристик наружного климата главы СНиП «Строительная климатология и геофизика».

VI.3. ЗАЩИТНЫЕ СВОЙСТВА НАРУЖНЫХ ОГРАЖДЕНИЙ

Общие сведения

Ограждения здания должны обладать требуемыми теплозащитными свойствами и быть в определенной мере воздухо- и влагопроницаемыми.

Теплозащитные свойства наружных ограждений определяют двумя показателями: сопротивлением теплопередаче R_0 и теплоустойчивостью, которую оценивают по тепловой массивности ограждения D. Величина R_0 определяет сопротивление ограждения передаче тепла в

стационарных условиях, а теплоустойчивость характеризует сопротивляемость ограждения передаче изменяющихся во времени периодических тепловых воздействий.

В зимних условиях теплозащитные свойства ограждений принято характеризовать в основном величиной R_o, а в летних — их теплоустойчивостью. Это объясняется тем, что для зимы характерны устойчивые температуры вне здания и постоянные внутренние температуры, которые обеспечивает система отопления. Летом характерны периодические суточные изменения температуры и солнечной радиации, внутри здания температура часто не регулируется.

Наиболее важно определение расчетного сопротивления теплопередаче R_o основной части (глади) конструкции ограждения, с которого обычно и начинают теплотехнический расчет ограждения. Необходимым является условие, чтобы R_o было равно или больше минимально допустимого по санитарно-гигиеническим соображениям (или требуемого) сопротивления теплопередаче $R_{o.тр}$:

$$R_o \geqslant R_{o.тр}. \qquad (VI.2)$$

Это условие необходимое, но не достаточное, так как при определении R_o следует учитывать технико-экономические показатели. Если экономически оптимальное сопротивление теплопередаче

$$R_{o.опт} > R_{o.тр}, \qquad (VI.3)$$

то расчетное сопротивление следует определять по условию

$$R_o \approx R_{o.опт}. \qquad (VI.4)$$

В этом случае сопротивление R_o больше минимально допустимого $R_{o.тр}$ и целесообразно в экономическом отношении.

После определения R_o глади ограждения необходимо проверить теплозащитные свойства элементов конструкции (стыков, углов, теплопроводных включений). Необходимым и достаточным условием этого расчета является отсутствие выпадения конденсата на поверхности конструкций. Для расчета теплопотерь и тепловых условий в помещении часто нужно кроме R_o рассчитать и приведенное сопротивление теплопередаче ограждения $R_{o.пр}$. Для зданий, расположенных в южных районах, дополнительно проверяют теплоустойчивость ограждений в

расчетных летних условиях. Недостаточную теплоустойчивость ограждения для зимнего периода года компенсируют увеличением его сопротивления теплопередаче при расчете $R_{о.тр}$.

Теплозащитные свойства заполнения оконных и дверных проемов регламентируют только сопротивлением теплопередаче этих конструкций, которое должно быть не ниже требуемого, установленного в СНиП.

Допустимую воздухопроницаемость окон, дверей, стыков конструкций, стен и перекрытий здания определяют нормируемыми значениями сопротивления воздухопроницанию $R_{и.тр}$, расхода воздуха, дополнительных затрат тепла, понижения температуры конструкции при инфильтрации.

Влагозащитные свойства ограждения включают в себя также свойства конструкции защищать материалы от переувлажнения атмосферной влагой и водяными парами в результате их диффузии из помещения.

Процессы передачи тепла, фильтрации воздуха и переноса влаги взаимосвязаны, поэтому определение тепло-, воздухо- и влагозащитных свойств в ограждении является общим расчетом защитных свойств наружных ограждений здания [52].

Минимально допустимое или требуемое сопротивление теплопередаче ограждения

Санитарно-гигиенические требования ограничивают понижение температуры на внутренней поверхности ограждений $\tau_в$ значением допустимой температуры $\tau_в^{доп}$ при отсутствии конденсации влаги и удовлетворении второго условия комфортности (см. п. I.6).

В нормах даны температуры помещений $t_в$ различного назначения и расчетные (нормируемые) перепады температур $t_в - \tau_в^{доп} = \Delta t^н$ (табл. VI.3).

Формулу для $R_{о.тр}$ записывают в виде

$$R_{о.тр} \geqslant R_в \frac{(t_в - t_н)\, n}{\Delta t^н} m, \qquad \text{(VI.5)}$$

где n — коэффициент, учитывающий положение ограждения относительно наружного воздуха; m — коэффициент запаса (для ограждения с малой тепловой массивностью, многослойных и т. д.).

В этой формуле удобно заменить отношение $\frac{\Delta t^н}{R_в}$

Таблица VI.3. **Нормируемые перепады температур $\Delta t^{н}$, тепловые потоки $q^{н}$ и допустимые температуры $\tau_{в}^{доп}$**

Характеристика помещения	Стены			Потолок			Пол		
	$\Delta t^{н}$	$q^{н}$	$\tau_{в}^{доп}$	$\Delta t^{н}$	$q^{н}$	$\tau_{в}^{доп}$	$\Delta t^{н}$	$q^{н}$	$\tau_{в}^{доп}$
С повышенными санитарно-гигиеническими требованиями, с круглосуточным пребыванием людей ($t_{в}=20$—18° С)	6	52(45)	14—12	4—4,5	35—39 (30—34)	16—14	2	17,15(15)	18—16
С ограниченным во времени и кратковременным пребыванием людей ($t_{в}=16$° С)	7	61,5(53)	9	5,5	48(41)	10,5	2,5	22(19)	13,5

равным ему допускаемым потоком тепла через ограждение (табл. VI.3)

$$q^{н} = \frac{\Delta t^{н}}{R_{в}}, \qquad (VI.6)$$

тогда

$$R_{о.тр} = \frac{(t_{в} - t_{н})\, n}{q^{н}}\, m. \qquad (VI.7)$$

Теплообмен внутри помещения при лучистом, воздушном отоплении и других видах оказывается довольно сложным. Поэтому удобнее задавать величину $R_{в}$ и определять не $R_{о.тр}$, а $R'_{о.тр} = R_{о.тр} - R_{в}$ [величину $R_{в}$ находят специальным расчетом (см. гл. I)], где $R'_{о.тр}$ есть требуемое сопротивление теплопередаче ограждения от его внутренней поверхности к наружному воздуху. $R'_{о.тр}$ рассчитывают относительно внутренней поверхности ограждения, минимально допустимая температура которой $\tau_{в}^{доп}$ (см. табл. VI.3), по формуле

$$R'_{о.тр} = \frac{(\tau_{в}^{доп} - t_{н})\, n}{q^{н}}\, m. \qquad (VI.8)$$

В главе IV было установлено понижение температуры внутренней поверхности ограждения при инфильтрации наружного воздуха. В период зимнего похолодания понижение $\tau_{в}$ было оценено коэффициентом $\gamma_{ф}$, который необходимо ввести в формулу для вычисления $R'_{о.тр}$ С учетом воздухопроницания имеем:

$$R'_{о.тр} = \frac{(\tau_{в}^{доп} - t_{н})\, n}{q^{н}\, \gamma_{ф}}\, m. \qquad (VI.8а)$$

Оптимальное сопротивление теплопередаче ограждения

Определение $R_{о.опт}$ — сложная технико-экономическая задача, которая может быть решена аналитически с учетом некоторых упрощающих предпосылок.

Экономической характеристикой, определяющей рациональность конструктивного решения ограждения, являются приведенные затраты $П$, руб., на 1 м^2. Оптимальное сопротивление $R_{о.опт}$ соответствует минимуму функции $П$ и может быть найдено в общем случае из уравнения

$$\partial П / \partial R_{о} = 0. \qquad (VI.9)$$

В простейшем случае, если пренебречь изменениями затрат на сопряженные системы и ограничиться рассмотрением только ограждения, то

$$R_{\text{о.опт}} = \left[\frac{(t_{\text{в}} - t_{\text{о.п}})\,\Delta z_{\text{о.п}}\, c_{\text{т}}\, z_{\text{ок}}}{\lambda_{\text{т.и}}\, c_{\text{т.и}}}\right]^{1/2}, \qquad \text{(VI.10)}$$

где $t_{\text{о.п}}$ и $\Delta z_{\text{о.п}}$ — соответственно средняя температура и продолжительность отопительного периода; $c_{\text{т}}$ — стоимость тепла, теряемого через ограждение; $\lambda_{\text{т.и}}$ — теплопроводность и $c_{\text{т.и}}$ — стоимость теплоизоляции в конструкции ограждения; $z_{\text{ок}}$ — нормативный срок окупаемости дополнительных капитальных вложений.

Если в задаче учесть изменение затрат на систему отопления и отчисления на амортизацию и текущий ремонт, то

$$R_{\text{о.опт}} = \left[\frac{(t_{\text{в}} - t_{\text{н}})\, c_{\text{со}}\,(1 + a_{\text{со}}\, z_{\text{ок}}) + (t_{\text{в}} - t_{\text{оп}})\,\Delta z_{\text{оп}}\, z_{\text{ок}}\, c_{\text{т}}}{\lambda_{\text{ти}}\, c_{\text{ти}}\,(1 + a_{\text{о}}\, z_{\text{ок}})}\right]^{1/2}, \qquad \text{(VI.11)}$$

где $c_{\text{с.о}}$ — изменение капитальных затрат на систему отопления, руб., при изменении ее тепловой мощности на 1 ккал/ч; $a_{\text{с.о}}$, $a_{\text{о}}$ — ежегодные отчисления на амортизацию и текущий ремонт от капитальных затрат соответственно на систему отопления и ограждение, доли единицы.

Для определения продолжительности и средней температуры отопительного периода при расчете $R_{\text{о.опт}}$ воспользуемся результатами анализа годового теплового режима зданий (гл. VIII). Среднюю температуру отопительного периода $t_{\text{о.п}}$ можно определить по данным о годовых затратах тепла на отопление $Q_{\text{от.г}}$:

$$t_{\text{о.п}} = t_{\text{в}} - \frac{Q_{\text{от.г}}}{\Delta z_{\text{оп}}\,\Sigma\,(KF\eta + ALc\rho)} \qquad \text{(VI.12)}$$

или интегрированием кривой изменения температуры наружного воздуха в пределах продолжительности отопительного периода $\Delta z^{*}_{\text{о.п}}$:

$$t_{\text{о.п}} = \frac{\int\limits_{\Delta z_{\text{о.п}}} t_{\text{н}}\, dz}{\Delta z_{\text{о.п}}} = t_{\text{н.г}} - A_{t_{\text{н}}} \frac{365}{\pi \Delta z_{\text{о.п}}} \sin \frac{\pi}{2 \cdot 365}\, \Delta z_{\text{о.п}}. \qquad \text{(VI.13)}$$

Для зданий с системой летнего охлаждения или круглосуточного кондиционирования в расчете должны быть учтены дополнительные затраты на оборудование, а также стоимость холода, расходуемого на ассимиляцию

*) Расчет продолжительности отопительного периода $\Delta z_{\text{от}}$, годового расхода тепла на отопление $\theta_{\text{от.г}}$ дан в гл. VIII.

тепла, поступающего через 1 м² рассчитываемого ограждения. Формула $R_{\text{о.от}}$ при круглогодовом обеспечении в помещении заданного микроклимата определена в виде

$$R_{\text{о.опт}} = \left[\frac{(t_{\text{в.з}} - t_{\text{н}})\, c_{\text{со}} (1 + a_{\text{со}} z_{\text{ок}}) + (t_{\text{усл.о}} - t_{\text{вл}})\, c_{\text{ск}} (1 + a_{\text{ск}} z_{\text{ок}}) + (t_{\text{в.з}} - t_{\text{о.п}})\, \Delta z_{\text{о.п}} z_{\text{ок}} c_{\text{т}} + (t_{\text{усл.охл}} - t_{\text{в.л}})\, \Delta z_{\text{охл}} z_{\text{ок}} c_{\text{х}}}{\lambda_{\text{т.и}} c_{\text{т.и}} (1 + a_0 z_{\text{ок}})} \right]^{1/2}, \qquad \text{(VI.14)}$$

где индексом «ск» отмечены величины, относящиеся к системе летнего кондиционирования; $c_{\text{х}}$ — стоимость холода; $t_{\text{в.л}}$, $t_{\text{в.э}}$ — температура в помещении соответственно летом и зимой; $t_{\text{усл.о}}$ — расчетная летняя температура [условная температура расчетных суток (см. гл. VII)].

В формуле (VI.14) наряду с $\Delta z_{\text{о.п}}$ и $t_{\text{о.п}}$, по данным анализа годового режима (см. гл. VIII) должны быть определены продолжительность $\Delta z_{\text{охл}}$ и средняя условная температура $t_{\text{усл.охл}}$ охладительного периода. Стоимости тепла, холода, теплоизоляции ограждения, систем отопления и кондиционирования воздуха, входящие в формулы (VI.10)—(VI.14), могут быть найдены в книге Л. Д. Богуславского [12].

Требуемая теплоустойчивость ограждения

Теплоустойчивость наружных ограждений должна быть такой, при которой не происходило бы больших изменений температуры на внутренней поверхности зимой при разовых изменениях наружной температуры, летом при суточных ее колебаниях и при действии солнечной радиации.

При выборе зимней расчетной температуры $t_{\text{н}}$ принимают во внимание теплоинертность ограждения, поэтому расчет $R_{\text{о.тр}}$, в который входит $t_{\text{н}}$, одновременно учитывает теплоустойчивость ограждения при разовом понижении температуры зимой.

В летних условиях теплоустойчивость ограждений должна обеспечивать колебания температуры внутренней поверхности с амплитудой $A_{\tau_{\text{в}}}$ не более допустимой $A^{\text{доп}}_{\tau_{\text{в}}}$, равной по нормам:

$$A^{\text{доп}}_{\tau_{\text{в}}} = 2{,}5 - 0{,}1\,(t_{\text{VII}} - 20), \qquad \text{(VI.15)}$$

где t_{VII} — средняя за июль (самый жаркий месяц) температура наружного воздуха.

Определять $A_{\tau_в}$ следует при $t_п$=const для расчетных летних суток при колебаниях условной наружной температуры, учитывающей действие солнечной радиации. Проверять теплоустойчивость ограждений для летних условий не нужно, если D больше 4 для стен и больше 5 для перекрытий или если $t_{VII}<20$ °С.

Теплоустойчивость полов [52] определяет показатель тепловой активности $S_а$ его поверхности, который для однородной конструкции равен коэффициенту тепловой активности материала:

$$S_а = \sqrt{\lambda c \rho}. \qquad \text{(VI.16)}$$

Его значение должно быть не более величины $S_{а.тр}$, которая для помещений с повышенной обеспеченностью равна 41,9 кДж/(м^2·ч$^{1/2}$·К) [10 ккал/(м^2·ч$^{1/2}$·°С)], с высокой и средней обеспеченностью соответственно 50,2 (12). Для второстепенных помещений и при $t_в>$ >23 °С теплоустойчивость полов не нормируется.

Теплозащита заполнений световых проемов и дверей. Требуемое сопротивление теплопередаче заполнений световых проемов принимается в зависимости от разности расчетных температур внутреннего и наружного воздуха и назначения помещения. Его величины приведены в таблице главы СНиП «Строительная теплофизика».

Сопротивление теплопередаче дверей (кроме балконных) и ворот следует принимать не менее 0,6 $R_{о.тр}$, определяемого по формуле (VI.5) для стен здания, в которых имеются проемы.

Требуемые воздухо- и влагозащитные свойства ограждения

Наибольшей воздухопроницаемостью обладают окна. Воздух проходит через примыкание оконной рамы к откосу проема, притворы, стыки стекла с переплетом. Количество воздуха, проникающего через окно, зависит от герметичности конструкции окна, внутренних и внешних условий, этажности здания, места расположения окна в

здании. Нормируемые значения допустимой воздухопроницаемости окон $j_{о.тр}$, кг/(м²·ч), в зависимости от расчетной температуры наружного воздуха $t_н$, °С, приведены ниже:

$t_н$	—10 и выше	От— 11	От— 21	От —31	От —41	От— 51
$j_{о.тр}$	25	17	13	11	9	8

Наружные стены и перекрытия должны иметь сопротивление воздухопроницанию $R_и$ не ниже требуемого $R_{и.тр}$:

$$R_и \geqslant R_{и.тр} = \gamma_и \Delta P, \qquad (VI.17)$$

где ΔP — разность давлений воздуха у внутренней и наружной поверхностей ограждения первого этажа с наветренной стороны здания, определяемая расчетом его воздушного режима (см. п. 2 гл. IV); $\gamma_и$ — коэффициент, равный 2÷0,5 в зависимости от вида ограждения, здания и принимаемый по данным главы СНиП.

Перекрытия в здании, двери в квартиры, внутренние капитальные стены должны иметь максимально возможное по конструктивным решениям сопротивление воздухопроницанию с тем, чтобы предупредить заметное перетекание загрязненного воздуха в здании из нижних этажей в верхние.

Влагозащитные свойства конструкции должны быть такими, чтобы влажность материалов ограждений при нормальных условиях эксплуатации была не больше допустимой (допустимые значения влажности различных материалов в конструкции даны в главе СНиП «Строительная теплотехника»). Для предупреждения переувлажнения материалов рекомендуется внутренние слои ограждения делать более плотными и менее паропроницаемыми, чем наружные. В районах с продолжительными дождями и ветром необходимо, чтобы стены имели водонепроницаемый слой с наружной стороны.

VI.4. ПОДАЧА ТЕПЛА В ПОМЕЩЕНИЕ И ЛОКАЛИЗАЦИЯ ДЕЙСТВИЯ ИСТОЧНИКОВ ХОЛОДА

Комфортность тепловой обстановки в помещении зависит не только от количества поступающего тепла, но и от способа и места установки нагревательного прибора в помещении и его конструкции. Нагревательные при-

боры, компенсируя теплопотери, одновременно выполняют роль локализаторов источников холода в помещении. Нагретая поверхность прибора и струя теплового воздуха над ним предупреждают радиационное переохлаждение и попадание холодных токов воздуха в обслуживаемую зону помещения.

Условия, при которых все наружные ограждения равномерно обогревались бы и поверхности помещений не охлаждались, трудноосуществимы. Хорошие тепловые условия в помещении создаются, когда приборы отопления расположены под окнами и вдоль наружной стены. Обслуживаемая зона помещения, особенно у пола, которая подвержена переохлаждению ниспадающими потоками холодного воздуха, в этом случае защищается в тепловом отношении наиболее эффективно.

Локализация ниспадающих холодных потоков воздуха

Около нагревательного прибора теплый поток воздуха поднимается вверх навстречу холодному ниспадающему потоку вдоль окна или холодной поверхности стены. На некоторой высоте над прибором струи воздуха смешиваются и продолжают движение от поверхности в помещение. Задача о взаимодействии восходящей и ниспадающей струй на вертикальной поверхности рассмотрена выше в п. I.3.

Для расчета локализации ниспадающих потоков воздуха нужно определить начальные параметры струи, возникающей над отопительным прибором. Для этой цели могут быть использованы данные, полученные в МНИИТЭПе [32].

Защита помещения от радиационного переохлаждения

Комфортность тепловой обстановки в помещении в большой мере зависит от температуры поверхностей и наружных ограждений.

Допустимую температуру окна можно определить, используя требование второго условия комфортности, которое определяет теплоотдачу излучением $q_{ч}^{л}$ с поверхности тела человека, находящегося в области холодной поверхности, что дает возможность связать геометрические размеры и температуру поверхности окна. Зная минимально допустимую температуру поверхности остек-

ления, можно правильно выбрать необходимое сопротивление оконного проема.

Уравнение баланса лучистого теплообмена $q_ч^л$ на поверхности человека, стоящего около окна, и нагревательного прибора под ним (рис. VI.2) может быть составлено по аналогии с уравнением (I.23). Искомая температура поверхности окна в результате оказывается равной:

$$\tau_{ок} = 14 - \left(\frac{q_ч^л}{4{,}52} - 17 \right) \frac{1}{\varphi_{ч.ок}}; \qquad (VI.18)$$

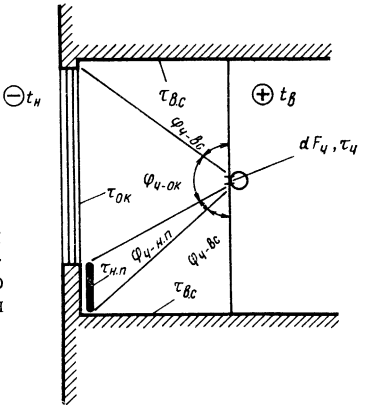


Рис. VI.2. Лучистый теплообмен элементарной площади на поверхности головы человека, стоящего у окна, под которым расположен нагревательный прибор

Здесь $\tau_{ок}$ зависит от коэффициента облученности от человека в сторону окна $\varphi_{ч.ок}$ и величины $q_ч^л$.

Допустимая величина $q_ч^л$ при расстоянии от человека до окна 1 м (на границе обслуживаемой зоны помещения) может быть принята равной 93 Вт/м² [80 ккал/(м²·ч)], а $\tau_{ок}$ — по (VI.18):

$$\tau_{ок} \geqslant \tau_{ок}^{доп} = 14 - 4{,}4/\varphi_{ч.ок}. \qquad (VI.19)$$

Это уравнение, определяющее допустимую температуру внутренней поверхности окна, является одним из составляющих второго условия комфортности. Во многих случаях может оказаться целесообразным развить поверхность или увеличить температуру подоконного прибора при слабой теплозащите или большой площади поверхности окна. Уравнение для $\tau_{ок}^{доп}$ с учетом нагревательного прибора по схеме рис. VI.2 имеет вид

$$\tau_{ок} = 14 - \frac{4{,}4}{\varphi_{ч.ок}} - (1{,}27\tau_{пр} - 22{,}6) \frac{\varphi_{ч.пр}}{\varphi_{ч.ок}}. \qquad (VI.20)$$

Приведенными выше данными можно пользоваться для расчета нагревательного прибора как из условия локализации ниспадающих холодных потоков воздуха, так и из условия уменьшения излучения на холодную поверхность. В современных зданиях архитекторы часто стремятся облегчить конструкцию окна и максимально развить его площадь, что противоречит требованиям сокращения теплопотерь и поддержания комфортности тепловой обстановки в обслуживаемой зоне помещения. Однако в некоторых случаях такие тенденции архитекторов эстетически оправданы, поэтому задача инженеров по отоплению и вентиляции состоит в обеспечении и в этих случаях необходимой комфортности тепловой обстановки в помещении.

Частные вопросы проектирования теплового режима здания применительно к зимним условиям подробно рассмотрены в Справочнике проектировщика [52].

ГЛАВА VII

ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ПОМЕЩЕНИЯ ЛЕТОМ

Теплый период года более благоприятный по комфортности тепловых условий для человека, чем холодный. Однако здания, особенно расположенные в южных районах, в жаркие летние месяцы подвергаются значительному перегреву. В результате создаются резко дискомфортные тепловые условия в закрытых помещениях и в связи с этим большая перенапряженность системы терморегуляции организма человека. В этот период года ограждения с внешней стороны интенсивно облучаются солнцем и омываются нагретым наружным воздухом, они должны защитить помещения от больших поступлений тепла и сильного перегрева в дневные часы. В летний период определяющую роль в режиме зданий играют теплопоступления от солнечной радиации. Суточная ее периодичность является причиной типичного для летнего режима нестационарного характера всех процессов теплообмена.

В то же время тепловой режим помещений должен отвечать определенным требованиям, для удовлетворения которых используют средства тепло- и солнцезащиты зданий в виде теплоустойчивых, орошаемых водой и

вентилируемых ограждений, затеняющих устройств, солнцезащитных стекол и др. Помещения охлаждают наружным воздухом, используя ночное проветривание и общеобменную систему вентиляции. В лучшем случае тепловой режим в помещениях регулируют с помощью систем кондиционирования воздуха, панельно-лучистого охлаждения и т. д. Следует стремиться максимально использовать для борьбы с перегревом здания рациональные конструктивно-планировочные решения и организованное проветривание, что мало отражается на общей стоимости здания. Применение систем кондиционирования воздуха целесообразно в зданиях повышенной комфортности, но в любом случае оно должно быть обосновано расчетом теплового режима помещений.

При проектировании зданий и устройств регулирования микроклимата предварительно выявляют возможный тепловой режим при различных мерах его обеспечения и выбирают экономически целесообразный вариант решения, обеспечивающий заданные условия.

Последовательность решения поставленной задачи такова. Устанавливают расчетные (допустимые или оптимальные) внутренние тепловые условия и коэффициент их обеспеченности. С учетом последнего выбирают расчетные характеристики наружного воздуха. Рассчитывают естественный тепловой режим помещений при различных конструктивно-планировочных мерах тепловой защиты и проветривания. Устанавливают удовлетворительность полученного результата для поддержания расчетных внутренних условий или необходимость в устройстве системы кондиционирования воздуха. Определяют расчетный режим систем кондиционирования, который обеспечит оптимальные условия в помещении.

VII.1. ЛЕТНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КЛИМАТА; ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТЬ ОТКЛОНЕНИЯ ФАКТИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ ОТ РАСЧЕТНЫХ

Характеристики климата

Жаркий период года определяется прежде всего интенсивностью солнечной радиации и температурой наружного воздуха. При расчете систем кондиционирования необходимо, кроме того, иметь полную характеристику тепловлажностного состояния наружного воздуха.

Летние наружные условия должны быть определены при наиболее невыгодном сочетании характеристик климата, выбранных с различной обеспеченностью для расчетного наиболее жаркого периода (общая методика выбора сочетаний характеристик климата с заданным коэффициентом обеспеченности рассмотрена в гл. VI).

За расчетный летний период принимают наиболее жаркие летние сутки. В табл. VII.1 даны рекомендуемые значения коэффициентов обеспеченности $K_{об,n}$ и $K_{об,\Delta z}$ для помещений разного назначения и соответствующая им продолжительность отклонений Δz, ч, условий от расчетных.

Таблица VII.1. **Коэффициент обеспеченности $K_{об}$ расчетных условий для теплого периода года**

Требования к обеспечению внутренних условий	Характеристика помещения	$K_{об,\,n}$	Δz, ч	$K_{об,\,\Delta z}$
Повышенные	С повышенными санитарно-гигиеническими требованиями	Около 1	Около 0	Около 1
Высокие	С длительным пребыванием людей	0,9	45—55	0,98
Средние	С ограниченным по времени пребыванием людей	0,7	175—225	0,9—0,92
Низкие	С кратковременным пребыванием людей	0,5	350—450	0,8—0,84

В соответствии с главой СНиП «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха», расчетные внутренние условия в помещении должны обеспечиваться системами вентиляции и кондиционирования воздуха в пределах расчетных параметров категорий климата *А*, *Б* и *В*. Диапазоны значения коэффициентов $K_{об,n}$ и $K_{об,\Delta z}$, соответствующие нормируемым параметрам категорий наружного климата, приведены в табл. VII.2.

Таблица VII.2. **Соответствие между параметрами климата *А*, *Б*, *В* и $K_{об}$**

Параметры климата	$K_{об,\,n}$	$K_{об,\,\Delta z}$
А	0,4—0,55	0,77—0,82
Б	0,85—0,95	0,95—0,99
В	Около 1	Около 1

Таблица VII.3. **Относительная продолжительность инсоляции $\bar{m}=m/24$ (m, ч) различно ориентированных поверхностей**

Ориентация поверхности	Относительная продолжительность инсоляции $\bar{m}$ для географических широт, . . . °					
	40	45	50	55	60	65
	Декабрь					
Ю	0,39	0,36	0,33	0,3	0,25	0,23
В, З	0,19	0,18	0,17	0,15	0,12	0,11
Ю—В, Ю—З	0,33	0,32	0,3	0,29	0,25	0,15
С—В, С—З	0,06	0,05	0,03	0,01	0	0
Горизонтальная поверхность*	0,39	0,36	0,33	0,3	0,25	0,23
	Январь, ноябрь					
Ю	0,4	0,38	0,35	0,32	0,28	0,22
В, З	0,2	0,19	0,18	0,16	0,14	0,11
Ю—В, Ю—З	0,33	0,32	0,31	0,3	0,28	0,22
С—В, С—З	0,07	0,06	0,05	0,03	0	0
Горизонтальная поверхность	0,4	0,38	0,3	0,3	0,28	0,22
	Февраль, октябрь					
Ю	0,45	0,44	0,43	0,42	0,4	0,38
В, З	0,23	0,22	0,22	0,21	0,2	0,19
Ю—В, Ю—З	0,33	0,33	0,33	0,33	0,32	0,32
С—В, С—З	0,12	0,11	0,1	0,09	0,08	0,06
Горизонтальная поверхность	0,45	0,44	0,43	0,42	0,4	0,38
	Март, сентябрь					
Ю	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
В, З	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
Ю—В, Ю—З	0,34	0,35	0,35	0,36	0,37	0,37
С—В, С—З	0,16	0,15	0,15	0,14	0,13	0,13
Горизонтальная поверхность	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
	Апрель, август					
Ю	0,43	0,44	0,45	0,46	0,46	0,47
В, З	0,27	0,28	0,29	0,3	0,3	0,32
Ю—В, Ю—З	0,35	0,36	0,37	0,39	0,41	0,42
С—В, С—З	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,21
С	0,06	0,06	0,06	0,07	0,07	0,08
Горизонтальная поверхность	0,56	0,56	0,58	0,59	0,6	0,64

Продолжение табл. VII.3

Ориентация поверхности	Относительная продолжительность инсоляции $\overline{m}$ для географических широт, . . .°					
	40	45	50	55	60	65
	Май, июль					
Ю	0,35	0,38	0,4	0,42	0,43	0,45
В, З	0,3	0,31	0,32	0,34	0,36	0,39
Ю—В, Ю—З	0,35	0,37	0,4	0,42	0,45	0,46
С—В, С—З	0,25	0,25	0,25	0,25	0,26	0,29
С	0,12	0,12	0,12	0,13	0,14	0,17
Горизонтальная поверхность	0,6	0,62	0,65	0,68	0,72	0,78
	Июнь					
Ю	0,34	0,36	0,39	0,4	0,43	0,44
В, З	0,3	0,32	0,34	0,35	0,37	0,43
Ю—В, Ю—З	0,35	0,37	0,4	0,43	0,45	0,46
С—В, С—З	0,26	0,26	0,26	0,27	0,29	0,33
С	0,14	0,14	0,14	0,15	0,16	0,2
Горизонтальная поверхность	0,61	0,67	0,67	0,71	0,76	0,85

* Продолжительность действия рассеянной радиации равна продолжительности действия прямой радиации на горизонтальную поверхность.

Характеристики тепловлажностного состояния наружного воздуха (температура $t_н$, энтальпия $I_н$), соответствующие категориям климата *А*, *Б*, *В*, приведены в главе СНиП «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха». Этих данных недостаточно для полного расчета фактического нестационарного теплового режима помещения. Нормируемые температуры $t_н$ для категорий климата *А*, *Б* и *В* можно считать максимальными температурами воздуха $t_{н.макс}$ расчетных летних суток с заданным $K_{об}$ (см. табл. VII.2). Амплитуду суточного изменения наружной температуры $A_{tн}$ следует принимать равной половине полного перепада температуры за летние сутки, взятого по данным главы СНиП «Строительная климатология и геофизика». Среднюю за сутки температуру $t_{н.о}$ вычисляют как разность $t_{н.макс} - A_{tн}$. Время наступления $t_{н.макс} - 15$ ч по среднесолнечному времени [см. формулу (VII.15)].

Почасовые и среднесуточные значения интенсивности прямой S и рассеянной D солнечной радиации в июле на

горизонтальную и вертикальную поверхности различной ориентации приведены также в этой главе СНиП. Амплитуду колебания интенсивности солнечной радиации A_I определяют как разность:

$$A_I = I_{\text{макс}} - I_0, \qquad \text{(VII.1)}$$

или (при замене фактической кривой изменения I во времени равновеликой ей по площади косинусоидой) по формуле

$$A_I = (1 - \bar{m})\,\pi I_0, \qquad \text{(VII.2)}$$

где I, I_0, $I_{\text{макс}}$ — соответственно текущее, среднесуточное и максимальное значения интенсивности (суммарной, прямой или рассеянной) солнечной радиации в течении расчетных летних суток.

Для расчета важно также знать продолжительность облучения ограждений зданий данной ориентации солнечной радиацией в течение суток m, ч, и время максимума действия солнечной радиации $Z_{\text{р}}^{\text{макс}}$. В табл. VII.3 приведены значения относительной продолжительности облучения $\bar{m}=m/24$ для прямой и рассеянной солнечной радиации. Время максимума прямой солнечной радиации, отсчитанное от полудня по среднесолнечному времени [см. формулу (VII.15)], $\Delta Z_{\text{р}}^{\text{макс}}$ приведено в табл. VII.4.

Скорость ветра принимают равной расчетной за июль по данным СНиП, но не менее 1 м/с.

Суточные изменения относительной влажности $\varphi_{\text{н}}$ воздуха почти всегда обратны изменениям температуры $t_{\text{н}}$ и имеют минимум около 15 ч дня и максимум перед восходом солнца. В упомянутой выше главе СНиП даны значения $\varphi_{\text{н}}$ для соответствующих расчетных температур.

Для анализа изменения тепловой нагрузки на систему в течение теплого периода года можно пользоваться осредненными месячными значениями параметров наружного климата (см. гл. VIII).

В разработанных на кафедре «Отопления и вентиляции» МИСИ рекомендациях по проектированию, которые частично вошли в [52, 53], приведены результаты обработки метеонаблюдений по полной методике, учитывающей коэффициент обеспеченности, для 115 пунктов СССР.

В рекомендациях были использованы данные о числе дней со средней и максимальной суточными температу-

Таблица VII.4. **Время максимума прямой солнечной радиации $\Delta Z_p^{макс}$ в исчислении от полудня**

Ориентация поверхности	Время максимума, ч, для географических широт, . . . °					
	40	45	50	55	60	65
	Декабрь					
В, З	2,3	2,2	2	1,8	1,5	0,9
Ю—В, Ю—З	0,7	0,6	0,4	0,1	0	0
С—В, С—З	3,9	3,8	3,5	3,5	—	—
	Январь, ноябрь					
В, З	2,4	2,3	2,1	2	1,7	1,3
Ю—В, Ю—З	0,9	0,7	0,5	0,3	0	0
С—В, С—З	3,9	3,9	3,7	3,6	3,4	—
	Февраль, октябрь					
В, З	2,8	2,7	2,6	2,5	2,4	2,3
Ю—В, Ю—З	1,3	1,3	1,2	1,1	0,9	0,8
С—В, С—З	4	4	4	4	3,9	3,9
	Март, сентябрь					
В, З	3	3	3	3	3	3
Ю—В, Ю—З	1,9	1,8	1,8	1,7	1,6	1,6
С—В, С—З	4,1	4,2	4,3	4,3	4,4	4,4
	Апрель, август					
В, З	3,3	3,4	3,5	3,6	3,7	3,8
С	5,9	6	6,2	6,3	5,5	6,7
Ю—В, Ю—З	2,5	2,4	2,4	2,4	2,4	2,5
С—В, С—З	4,2	4,3	4,3	4,7	4,9	5,1
	Май, июль					
В, З	3,6	3,7	3,9	4	4,3	4,6
С	5,7	6	6,5	6,6	6,8	7,4
Ю—В, Ю—З	3	3	3	3	3,2	3,2
	Июнь					
В, З	3,7	3,8	4	4,2	4,5	5,1
С	5,7	6	6,3	6,7	7,1	7,7
Ю—В, Ю—З	3,1	3,1	3,1	3,2	3,2	3,2
С—В, С—З	4,3	4,5	4,8	5,2	5,6	5,3

Примечание. Время максимума прямой солнечной радиации на поверхность южной (Ю) ориентации равно нулю; для ориентации В, Ю—В, С—В время максимума принимают по данным настоящей таблицы со знаком «—», для ориентации З, Ю—З, С—З — со знаком «+»; для ориентации С время максимума принимают со знаком «—» в утренние и со знаком «+» в вечерние часы. Максимум рассеянной солнечной радиации обычно близок к полудню.

рами с интервалом в 5 °С для каждого месяца года, полученные за 35—40 лет наблюдений. По этим данным для каждого пункта построены функции распределения и определены $t_{н.о}$ и $A_{t_н}$ в зависимости от заданного коэффициента обеспеченности.

Продолжительность отклонения температуры наружного воздуха $t_н$ от заданного значения

При расчете теплового режима помещений важно знать продолжительность времени, когда температура наружного воздуха держится выше заданного значения. Воспользуемся для этого характеристиками суточного изменения и функциями распределения температуры в зависимости от $K_{об}$.

Изменение температуры наружного воздуха $t_н$ в течение суток описывается законом гармонического колебания. Если для произвольных суток известны среднесуточная температура наружного воздуха $t'_{н.о}$ и амплитуда ее изменения $A_{t'_н}$, то время $\Delta z'$, ч, в течение которого температура наружного воздуха выше $t_а$ за эти сутки, определим из неравенства:

$$t_а < t'_{н\,о} + A_{t'_н} \cos \frac{2\pi}{24} (z - 15); \qquad \text{(VII.3)}$$

$$\Delta z' = \frac{24}{\pi} \arccos \frac{t_а - t'_{н.о}}{A_{t'_н}}. \qquad \text{(VII.4)}$$

Общая продолжительность времени, при котором температура $t_н$ выше $t_а$ при заданном коэффициенте обеспеченности $K_{об}$, равна:

$$\Delta z = \Sigma \Delta z' \, n', \qquad \text{(VII.5)}$$

где n' — число дней в году с температурой $t'_н$ выше $t_а$, но ниже расчетной $t_н$ при заданном $K_{об}$.

Так же можно определить продолжительность Δz стояния температуры выше принятой в расчете при заданном $K_{об}$. Для этого сумму в (VII.5) следует определять в пределах от $K_{об}$ до 1, т. е. от $t_н$ расчетной при $K_{об}$ до $t_н$ максимальной. Возможность отыскания Δz позволяет установить $K_{об\Delta z}$ — коэффициент обеспеченности по общей продолжительности отклонений условий от расчетных:

$$K_{об,\Delta z} = \frac{92 \cdot 24 - \Delta z}{92 \cdot 24}, \qquad \text{(VII.6)}$$

где (92·24) — продолжительность календарного летнего периода, *ч*.

В табл. (VII.1) показаны диапазоны изменений Δz и $K_{об,\Delta z}$ для принятых четырех градаций обеспеченности расчетных условий.

Таблица VII.5. **Продолжительность превышения параметров, нормируемых СНиП температур**

Город	Данные			
	МИСИ		ГПИ-1	
	Категории климата по СНиП			
	А	*Б*	*А*	*Б*
Винница	566	27,2	507	26
Грозный	446,8	24,3	446	18
Мезень	558,5	59	493	48
Ялта	460	18,5	464	11

В табл. VII.5 для четырех географических пунктов проведено сопоставление продолжительности отклонения температуры наружного воздуха от расчетных значений *А* и *Б* по СНиП, определенных по предлагаемой методике (МИСИ) и по данным ГПИ-1. Последние определены путем обработки срочных четырехразовых наблюдений за 10 лет. Считалось при этом, что каждое срочное значение температуры неизменно в течение 6 ч. Это позволило подсчитать длительность стояния различных температур.

Близкое совпадение сравниваемых величин в таблице подтверждает возможность использования более простого метода.

VII.2. ПОСТУПЛЕНИЕ ТЕПЛА ЧЕРЕЗ НАРУЖНЫЕ ОГРАЖДЕНИЯ И ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ПОМЕЩЕНИЯ

Поступление тепла через наружные стены и совмещенные покрытия с учетом действия солнечной радиации

Передачу тепла через стены и покрытия (массивные, непрозрачные ограждения обозначаются индексом I) рассчитывают как гармонически изменяющийся тепловой процесс, характеризуемый тремя параметрами: сред-

несуточными значениями (индекс 0), например теплового потока $q_{I,0}$, амплитудой колебания A_{q_1} и временем наступления максимума $z^{макс}_{q_1}$. Для любого часа расчетных суток изменяющуюся величину, например тепловой поток q_I, определяют по формуле

$$q_I = q_{I,0} + \gamma_c A_{q_1}, \qquad (VII.7)$$

где γ_c — коэффициент, равный косинусу угла для гармонически изменяющейся части величин (в данном случае теплового потока) [53].

Передачу тепла при совместном действии разности температур и потока суммарной солнечной радиации I, попадающего на наружную поверхность ограждения, рассчитывают, пользуясь понятием условной наружной температуры $t_{усл}$:

$$t_{усл} = t_н + \Delta t_р = t_н + \frac{pI}{\alpha_н}, \qquad (VII.8)$$

где $\Delta t_р$ — эквивалентная действию солнечной радиации температурная добавка; p — коэффициент поглощения тепла солнечной радиации поверхностью ограждения; $\alpha_н$ — коэффициент теплообмена на наружной поверхности ограждения.

Среднесуточное поступление тепла через 1 м² ограждения с сопротивлением теплопередаче $R_{0,I}$

$$q_{I,0} = \frac{1}{R_{0,I}} (t_{усл.\ I,0} - t_в), \qquad (VII.9)$$

где $t_{усл\ I,0}$ — средняя за расчетные сутки условная наружная температура

$$t_{усл I,0} = t_{н,о} + pI_0/\alpha_н. \qquad (VII.10)$$

Амплитуда колебаний теплового потока (см. гл. III)

$$A_{qI} = \alpha_в A_{\tau_в} = \alpha_в A_{t_{усл I}}/\nu. \qquad (VII.11)$$

где $A_{t_{усл I}}$ — амплитуда изменения условной наружной температуры

$$A_{t_{усл I}} = \left(A_{t_н} + A_{\Delta t_{р,I}}\right) \Psi = \left(A_{t_н} + pA_j/\alpha_н\right) \Psi, \qquad (VII.12)$$

Ψ — коэффициент, используемый при аналитическом сложении гармонических колебаний (см. рис. III.20).

Время максимума теплопоступлений

$$z^{макс}_{q_I} = z^{макс}_{t_{усл I}} + \varepsilon_I, \qquad (VII.13)$$

где ε_I — время запаздывания сквозного проникания температурных колебаний.

Время максимума условной наружной температуры:

$$z^{макс}_{t_{усл I}} = z^{макс}_{t_н} \pm \sigma \text{ при } A_{t_н} > A_{\Delta t_{р,I}}; \qquad (VII.14а)$$

$$z^{\text{макс}}_{t_{\text{усл}}\text{I}} = z^{\text{макс}}_{j} \pm \sigma \text{ при } A_{t_{\text{н}}} < A_{\Delta t_{\text{р,I}}}, \qquad \text{(VII.14б)}$$

где σ — определяют по рис. III.20.

Следует иметь в виду, что в расчетах используется истинное солнечное время z, которое связано с поясным $z_{\text{п}}$ и декретным временем $z_{\text{д}}$ приближенными соотношениями:

$$z = z_{\text{п}} + \frac{4}{60}(\lambda - 15N), \qquad \text{(VII.15)}$$

где λ — географическая долгота. ... °; N — номер пояса времени по карте часовых поясов; $z_{\text{п}} = z_{\text{д}} - 1$.

Теплопоступления через заполнения световых проемов

Основная часть всех теплопоступлений зависит [10] от количества прямой S и рассеянной D солнечной радиации, поступающей на поверхности различной ориентации. Суммарные теплопоступления через заполнение светового проема (лучепрозрачные ограждения обозначают индексом II) равны:

$$q_{\text{II}} = q_{\text{II,р}} + q_{\text{II,т}}; \qquad \text{(VII.16)}$$

$$q_{\text{II.р}} = (Sk_{\text{п}}\, k_{\text{инс}} + 0{,}75Dk_{\text{обл}})\, k_{\text{прон}}\, k_{\text{пер}}\, k_{\text{отр}}\, k_{\text{атм}}\, k_{\text{заг}}; \qquad \text{(VII.17)}$$

$$q_{\text{II,т}} = K_{\text{II}}\left(t^{\text{усл}}_{\text{н}} - t_{\text{в}}\right), \qquad \text{(VII.18)}$$

где $q_{\text{II,р}}$ и $q_{\text{II,т}}$ — теплопоступления соответственно за счет непосредственно проникающей в помещение солнечной радиации и разности температур; $k_{\text{п}}$ — коэффициент проникания прямой солнечной радиации через одинарное стекление; $k_{\text{инс}}$ — коэффициент инсоляции, равный отношению освещенной солнцем поверхности окна ко всей его поверхности; $k_{\text{обл}}$ — коэффициент облучения окна рассеянной радиацией; $k_{\text{отр}}$ — коэффициент, учитывающий отраженную от земной поверхности перед фасадом здания радиацию; $k_{\text{пер}}$ — коэффициент, учитывающий затенение остекления переплетами: $k_{\text{заг}}$ — то же, загрязнение светопропускающего материала заполнения светового проема; $k_{\text{атм}}$ — коэффициент, учитывающий загрязнение атмосферы (при определении расчетного значения теплопоступлений не следует учитывать загрязнение стекла и атмосферы); $k_{\text{прон}}$ — относительный коэффициент проникания радиации через заполнение проема, которое отличается от одинарного остекления; K_{II}—коэффициент теплопередачи заполнения светового проема; $t^{\text{усл}}_{\text{н}}$ —условная наружная температура, определяемая по формуле (VII.8) с использованием приведенного коэффициента поглощения заполнения оконного проема ρ_{II}; $t_{\text{в}}$ — расчетная температура в помещении.

Коэффициент $k_{\text{инс}}$ зависит от длины выступающих горизонтальных $L_{\text{г}}$ и вертикальных $L_{\text{в}}$ элементов затенения (рис. VII.1), их расположения по отношению к све-

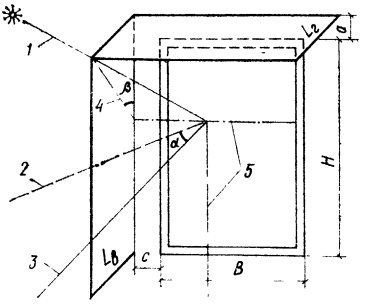


Рис. VII.1. К определению коэффициента инсоляции окна

1 — направление солнечного луча; *2* — горизонтальная проекция солнечного луча; *3* — нормаль к плоскости окна; *4* — проекция солнечного луча на вертикальную (к плоскости окна и горизонта) плоскость; *5* — границы тени на поверхности ограждения от солнцезащитного устройства

товому проему (a, c), горизонтального угла α между проекцией солнечного луча на горизонтальную плоскость и нормалью к данной плоскости наружного ограждения, пространственного угла β между фасадом и проекцией луча на вертикальную плоскость, перпендикулярную к зданию, а также от размеров светового проема (H, B).

Для горизонтальных солнцезащитных устройств

$$k_{\text{инс},\beta} = 1 - \frac{L_{\text{г}} \operatorname{ctg} \beta - a}{H}; \qquad \text{(VII.19)}$$

для вертикальных

$$k_{\text{инс},\alpha} = 1 - \frac{L_B \operatorname{tg} \alpha - c}{B}. \qquad \text{(VII.20)}$$

Значения функций $\operatorname{ctg} \beta$ и $\operatorname{tg} \alpha$ зависят от времени суток, широты местности и ориентации вертикальной поверхности.

Коэффициент инсоляции сотового солнцезащитного устройства, откосов светового проема или других солнцезащитных устройств, имеющих горизонтальные и вертикальные элементы, равен произведению $k_{\text{инс},\beta}$ и $k_{\text{инс},\alpha}$.

Условную температуру наружной среды в формуле (VII.18) определяют по формуле

$$t_{\text{н}}^{\text{усл}} = t_{\text{н}} + \Delta t_{\text{р,II}}; \qquad \text{(VII.21)}$$

$$t_{\text{н}} = t_{\text{н,0}} + \gamma_c A_{t_{\text{н}}}; \qquad \text{(VII.22)}$$

$$\Delta t_{\text{р,II}} = q_{\text{р,II.пад}} \, p_{\text{II}} / \alpha_{\text{н}}; \qquad \text{(VII.23)}$$

$$q_{\text{р,II.пад}} = (S k_{\text{инс}} + 0{,}75 D k_{\text{обл}}) \, k_{\text{отр}} \, k_{\text{атм}}, \qquad \text{(VII.24)}$$

где $t_{\text{н}}$ — температура наружного воздуха в каждый час суток; $\Delta t_{\text{р, II}}$ — температурная добавка, эквивалентная действию солнечной радиации, падающей на заполнение светового проема; $t_{\text{н,0}}$ — сред-

несуточная температура наружного воздуха; γ_c — коэффициент, учитывающий гармоническое изменение температуры наружного воздуха; $A_{t_н}$ — амплитуда колебания температуры наружного воздуха; $q_{рII,над}$ — падающая на заполнение светового проема солнечная радиация; P_{II} — приведенный коэффициент поглощения солнечной радиации заполнением светового проема.

Численные значения коэффициентов облучения $k_{обл}$, отражения $k_{отр}$ и других величин, входящих в расчет теплопоступлений через заполнения светового проема, принимают по данным [53].

Общие теплопоступления в помещение

Общие теплопоступления (теплопотери) в помещение в теплый период года складываются из поступления тепла через ограждения $Q_{огр}$, тепла, обычно ассимилируемого с воздухом систем вентиляции и кондиционирования воздуха $Q_{вент}$, из технологических и бытовых тепловыделений $Q_{техн}$.

$$Q_{огр} + Q_{вент} + Q_{техн} = 0. \qquad \text{(VII.25)}$$

Теплопоступления через ограждения $Q_{огр}$, а также $Q_{вент}$ и $Q_{техн}$ — величины, переменные во времени. $Q_{огр}$ для каждого часа расчетных летних суток определяют сложением поступлений тепла через различные виды массивных непрозрачных (покрытия, стены) и лучепрозрачных (окна, фонари) ограждений различной ориентации:

$$Q_{огр} = \Sigma q_I F_I + \Sigma q_{II} F_{II}, \qquad \text{(VII.26)}$$

где q_I и q_{II} — удельные потоки тепла через разные виды ограждений в расчетный час суток, определяемые по формулам (VII.7), (VII.16).

При переменных технологических тепловыделениях по данным технологического проекта должны быть получены $Q_{техн}$ также для каждого часа расчетных суток. В результате сложения $Q_{огр}$ и $Q_{техн}$ получают расчетную кривую почасового изменения теплопоступлений в помещение $Q'_п$ и максимальное их значение:

$$Q'_{п,макс} = (Q_{огр} + Q_{техн})_{макс}.$$

Значение $Q'_{п,макс}$ иногда принимают как расчетные теплоизбытки для определения производительности вентиляционных систем и воздухохолодопроизводительности систем кондиционирования воздуха. Следует иметь в виду, что при этом установочная мощность системы может

быть завышена (на 30 и более процентов). Для более точного расчета производительности систем с учетом теплоустойчивости помещения расчетную кривую изменения теплопоступлений следует аппроксимировать кривой правильных периодических изменений теплопоступлений (гармонических, прерывистых или их суммой). При плавном изменении теплопоступлений расчетную кривую заменяют гармонической кривой с совпадающими по значению и во времени максимальными теплопоступлениями. Гармоническое изменение теплопоступлений характеризуется средним за сутки значением $Q'_{\text{п},0}$, амплитудой $A_{Q_\text{п}}$, и временем максимума $z^{\text{макс}}_{Q'_\text{п}}$.

При резких возрастаниях и уменьшениях теплопоступлений их изменение во времени представляют в виде одного или ряда следующих друг за другом прерывистых теплопоступлений. Прерывистое теплопоступление характеризуют постоянным значением теплопоступления $Q'_\text{п}$, его продолжительностью m и моментом времени окончания $z_{\text{кон}}$.

В том и в другом случае определяют средние за сутки значения слагаемых и составляют средний за сутки тепловой баланс помещения.

Средний за сутки тепловой баланс помещения

Средние за сутки характеристики теплового режима помещения определяются условиями стационарной теплопередачи. Средний за сутки тепловой баланс помещения может быть представлен в виде алгебраической суммы средних за сутки (индекс 0) составляющих:

$$Q_{\text{огр},0} + Q_{\text{вент},0} + Q_{\text{техн},0} = \Sigma K_\text{I} F_\text{I} (t_{\text{усл I},0} - t_{\text{п},0}) + \\ + \Sigma K_\text{II} F_\text{II} (t_{\text{усл II},0} - t_{\text{п},0}) + \Sigma q_{\text{II,р},0} F_\text{II} + L_0 c\rho (t_{\text{пр},0} - t_{\text{ух},0}) + \\ + Q_{\text{техн},0} = 0, \qquad \text{(VII.27)}$$

где первое слагаемое развернутого уравнения представляет теплопоступления через непрозрачные ограждения (индекс I), второе — поступление тепла через прозрачные ограждения (индекс II) за счет разности температур, третье — непосредственно проникающую в помещение суммарную радиацию, четвертое — ассимиляцию тепла вентиляционным воздухом и пятое — технологические и бытовые теплопоступления.

Средняя за сутки температура помещения определяется в виде

$$t_{\text{п},0}=\frac{\Sigma K_{\text{I}}F_{\text{I}}t_{\text{усл I},0}+\Sigma K_{\text{II}}F_{\text{II}}t_{\text{усл II},0}+\Sigma q_{\text{р},0,\text{II}}F_{\text{II}}+Q_{\text{техн},0}+}{\Sigma K_{\text{I}}F_{\text{I}}+\Sigma K_{\text{II}}F_{\text{II}}}\rightarrow$$

$$\rightarrow\frac{+L_0 e\rho\,(t_{\text{пр},0}-t_{\text{ух},0})}{\Sigma K_{\text{I}}F_{\text{I}}+\Sigma K_{\text{II}}F_{\text{II}}}. \qquad \text{(VII.28)}$$

Температура воздуха помещения, в том числе и средняя за сутки, отличается от средней температуры поверхностей на тот перепад, который обеспечивает передачу суммарного количества конвективного тепла $Q_{\text{к},0}$ от поверхностей к воздуху и от воздуха к поверхностям. Среднюю за сутки температуру воздуха $t_{\text{в},0}$ и ограждений $t_{R,0}$ можно определить с учетом равенства:

$$t_{\text{п},0}=(t_{\text{в},0}+t_{R,0})/2$$

В результате значения $t_{\text{в},0}$ и $t_{R,0}$ равны:

$$t_{\text{в},0}=t_{\text{п},0}\pm\frac{Q_{\text{к},0}}{2\Lambda_{\text{к}}}; \qquad \text{(VII.29)}$$

$$t_{R,0}=t_{\text{п},0}\mp\frac{Q_{\text{к},0}}{2\Lambda_{\text{к}}}, \qquad \text{(VII.30)}$$

где $\Lambda=\alpha_{\text{к}}\Sigma F_i$ — показатель интенсивности конвективного теплообмена по всей площади ΣF_i внутренних поверхностей ограждений; $\alpha_{\text{к}}$ — осредненный по всем поверхностям в помещении коэффициент конвективного теплообмена.

Естественный тепловой режим вентилируемого помещения

Рассмотрим естественный тепловой режим, который установится в помещении при расчетных параметрах наружного воздуха с учетом проветривания и конструктивно-планировочных мер защиты помещения от перегрева. Известны теплозащитные качества ограждений, ориентация здания, солнцезащитные устройства, бытовые и технологические тепловыделения, производительность и режим работы общеобменной вентиляции. Следует определить естественный тепловой режим помещения при заданных условиях, в том числе вентиляции, или выяснить необходимый воздухообмен для поддержания расчетных допустимых условий микроклимата.

Чаще всего устанавливается режим постоянного проветривания помещения наружным воздухом $t_{\text{пр}}=t_{\text{н}}$ в ко-

личестве L_0. Содержание явного тепла приточного воздуха $Q_{пр}$ изменяется по гармонике, следуя за изменениями $t_н$.

Содержание явного тепла в уходящем из помещения воздухе также изменяется. Масса вытяжного воздуха равна приточному $(L\rho)_{выт} = (L\rho)_{пр}$. Температура удаляемого из помещения воздуха линейно связана с температурой внутреннего воздуха $t_в$. Изменения ее по амплитуде и во времени можно считать одинаковыми с изменениями температуры воздуха в рабочей зоне помещения:

$$A_{t_{ух}} = A_{t_в} \text{ и } Z^{макс}_{t_{ух}} = Z^{макс}_{t_в}. \qquad \text{(VII.31)}$$

В более сложном случае переменного режима проветривания $Q_{пр}$ зависит не только от $t_{пр}$, но и от изменения объема L приточного воздуха. Такой режим может быть, например, при естественной вентиляции или при периодическом проветривании ночным холодным воздухом. При ночных проветриваниях величина $Q_{пр,п}$ является прерывистым поступлением

$$Q_{пр,п} = L_п c\rho t_{пр,п}, \qquad \text{(VII.32)}$$

где $t_{пр,п}$ и $L_п$ — средняя температура и расход воздуха за время проветривания.

Таким образом, изменения во времени всех тепловых воздействий на помещение могут быть представлены в виде правильных гармоник или прерывистых поступлений. Переменный естественный тепловой режим помещения достаточно характеризовать средним значением и изменением температуры помещения.

Если в помещение с помощью вентиляции подается неизменное количество L наружного воздуха с температурой $t_н$, то приближенно рассчитать $A_{t_п}$ можно по формуле

$$A_{t_п} \approx \frac{a\left(A_{Q_п}' + Lc\rho A_{t_н}\right)\Psi}{P_п' + Lc\rho}, \qquad \text{(VII.33)}$$

где $A'_{Q_п}$ — амплитуда всех поступлений тепла в помещение; $P'_п =$ показатель теплопоглощения помещения (без учета теплопоглощения воздухообмена); a — коэффициент, равный для условий летнего режима приблизительно 0,7.

Расход вентиляционного воздуха при переменном тепловом режиме помещения следует рассчитывать из ус-

ловия выдерживания двух показателей заданного теплового режима: средней за сутки температуры помещения $t_{п,0}$ и амплитуды ее изменения в течение суток — $A_{t_п}$.

Чтобы обеспечить среднюю за сутки расчетную температуру помещения, расход воздуха согласно (VII.27) должен быть равен:

$$L = \frac{Q_{огр,0} + Q_{тех,0}}{c\rho\,(t_{пр,0} - t_{ух,0})}, \qquad \text{(VII.34)}$$

где $t_{ух,\,0}$ зависит от заданной $t_{п,\,0}$.

Чтобы была выдержана заданная амплитуда $A_{t_п}$, расход воздуха по формуле (VII.33) должен быть равен:

$$L = \frac{A_{t_п} P - aA'_{Q_п}\Psi}{(aA_{t_н}\Psi - A_{t_п})\,c\rho}. \qquad \text{(VII.35)}$$

Расчетный вентиляционный расход воздуха должен быть равен большему из двух значений, определенных по уравнениям (VII.34) и (VII.35).

Если конструктивно-планировочное решение и вентилирование не обеспечивают условия в помещении, отвечающие заданным требованиям, то необходимо применить систему кондиционирования воздуха. Рассмотренный метод анализа естественного теплового режима помещения в связи с этим можно назвать *способом определения условий, при которых необходим переход от общеобменной вентиляции к системе регулируемого кондиционирования микроклимата.*

Режим кондиционирования микроклимата помещений

В помещении с кондиционированием оптимальные расчетные внутренние условия определяют как условия с практически постоянной расчетной температурой помещения $t_п \approx \text{const}$. Тепловая нагрузка на систему кондиционирования в этом случае в каждый момент времени должна быть равна полным теплопоступлениям, а ее расчетная тепловая нагрузка — максимальным теплопоступлениям $Q'_{п,макс}$. Такой режим может обеспечить только комбинированная система кондиционирования с охлаждением приточного воздуха и с радиационным охлаждением помещения.

Обычно используют системы кондиционирования только воздуха, задача которых поддержать практичес-

ки постоянной только температуру внутреннего воздуха $t_в \approx \text{const}$. Лучистые составляющие теплопоступлений, как было показано в п. V.2, передаются воздуху помещения и ассимилируются кондиционированным воздухом в нестационарном режиме только частично. Тепловая нагрузка на систему кондиционирования воздуха $Q_{к.в}$ в связи с этим оказывается всегда меньше полных теплопоступлений:

$$Q_{к.в} < Q'_{п,макс}. \qquad (VII.36)$$

Теплопоступления в помещение в расчетные сутки в общем случае представляют в виде суммы гармонических (индекс «*г*») лучисто-конвективных теплопоступлений (теплопередача через ограждения, теплоотдача от технологического оборудования) и ряда прерывистых (индекс «п») отдельно лучистых (индекс «*л*») и отдельно конвективных (индекс «*к*») теплопоступлений (непосредственно проникающая через окна солнечная радиация, теплоотдача излучением и конвекцией от технологического оборудования при сменной работе). В этом случае расчетная тепловая нагрузка на систему кондиционирования воздуха $Q_{к.в}$ равна (см. гл. V) максимальному значению суммы, определенной для каждого часа расчетных суток:

$$Q_{к.в} = (Q_{г,0} + A_{Q_г} K_{ас.г} \gamma_с + \Sigma Q_{п,к} + \Sigma Q_{п,л} K_{ас.п})_{макс}, \qquad (VII.37)$$

где $Q_{г,0}$ — средние за сутки значения гармонических лучисто-конвективных теплопоступлений; $A_{Q_г}$ — амплитуда их изменений в течение суток; $K_{ас.г}$ — коэффициент ассимиляции гармонических лучисто-конвективных теплопоступлений; $\gamma_с$ — коэффициент [см. формулу (VII.7)], определяемый для расчетного часа суток; $Q_{п,к}$ — составляющие прерывистых конвективных теплопоступлений для расчетного часа суток; $Q_{п,л}$ — то же, лучистых; $K_{ас.п}$ — коэффициент ассимиляции прерывистых лучистых теплопоступлений.

Если непосредственно проникающая в помещение солнечная радиация является существенной составляющей лучистых теплопоступлений, то ее следует представить как самостоятельное слагаемое и расчетную тепловую нагрузку, $Q_{кв}$ определять как максимальное значение суммы (VII.37) с дополнительным слагаемым $\Sigma q_{п,р} F_п K_{ас.р}$, где $q_{п,р}$ определяют по формуле (VII.17), а $K_{ас.р}$ — коэффициент асимиляции тепла проникающей в помещение солнечной радиации.

Численные значения коэффициентов ассимиляции $K_{ас.г}$, $K_{ас.п}$, $K_{ас.р}$ даны в виде графиков в работе [5].

Данные об изменении теплопоступлений в помещение по часам расчетных суток используют (кроме как для определения тепловой нагрузки на систему кондиционирования) для анализа расчетного режима работы системы и при выборе основных схем и характеристик регуляторов системы автоматического регулирования. Например, важным является вопрос о времени включения периодически работающей системы кондиционирования, обслуживающей помещения со сменной работой (административные здания, школы). Чтобы обеспечить в помещении расчетные внутренние условия к началу рабочего времени, предварительная продолжительность работы системы кондиционирования $\Delta z_{\text{пред}}$ должна быть в зависимости от отношения $Y_{\text{п}}/\Lambda_{\text{к}}$ не менее приведенной ниже:

$Y_{\text{пом}}/\Lambda_{\text{к}}$	$<1{,}5$	1,5—2,5	2,5—3,5
$\Delta z_{\text{пред}}$	1,5	2	3

НИИстройфизики совместно с МИСИ длительное время проводили натурные наблюдения за летним тепловым режимом помещений жилых домов, больниц, детских садов, административных зданий в гг. Навои, Шевченко, Москве и др. Цель исследования — выявить возможность разными методами обеспечить допустимые тепловые режимы в этих зданиях, а также определить суточные изменения теплового режима.

Методика проведения натурных наблюдений была построена таким образом, чтобы можно было сопоставить данные эксперимента и расчета для всех показателей переменного теплового режима помещения.

Хорошая сходимость натурных и расчетных данных [50] подтверждает достоверность предложенного метода. Использование его в методике проведения натурных наблюдений помогает выявить основные изменения характеристик теплового режима помещения в течение суток и определить степень влияния на них различных факторов. Принятая методика натурных исследований позволила сократить количество замеров, что значительно облегчило проведение наблюдений.

VII.3. ПРИМЕНЕНИЕ ЭВМ ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕПЛОВОГО РЕЖИМА ПОМЕЩЕНИЯ

При проектировании систем, обеспечивающих заданные условия микроклимата, приходится рассматривать несколько вариантов решений и выполнять много расчетов теплового режима помещений. Это наиболее полно и быстро можно сделать с помощью ЭВМ.

Для составления программы расчета на ЭВМ в качестве алгоритма может быть использована методика инженерного расчета переменного теплового режима помещения, рассмотренная в данной главе. Однако часто для повышения точности расчета (имея в виду возможности ЭВМ) в качестве алгоритма используют полную физико-математическую постановку задачи нестационарной теплопередачи. В настоящее время составлено несколько таких программ. Ниже рассмотрено построение алгоритма, принятого при составлении программы в МИСИ Е. Г. Малявиной [50], который полностью отвечает периодическому характеру изменения во времени воздействующих на помещение факторов и искомых температур и легко реализуем на ЭВМ.

Рассмотрим помещение с многослойными ограждениями и окнами. Часть ограждений омывается наружным воздухом и облучается солнцем, остальные отделяют данное помещение от соседних.

Температура помещения $t_п$ — искомая периодическая функция. В любой момент времени она определяется значениями $t_в$ и t_R. Нестационарная теплопередача в ограждениях описывается системой уравнений и граничными условиями (см. гл. II). Граничным условием на тепловой оси симметрии внутренних ограждений является отсутствие потока тепла. Лучистое тепло проникающей в помещение солнечной радиации считается равномерно распределенным по всем поверхностям ограждений.

Теплопередача в частично лучепрозрачных ограждениях (окнах) осложнена некоторым поглощением тепла в их толще. Распределение тепловых источников в сечении стекла подчинено экспоненциальному закону. Небольшая толщина стекла позволяет отнести поглощенное тепло к поверхности и учесть его в записи граничных условий.

Уравнение теплового баланса для воздуха имеет вид выражения (I.92). Система уравнений замкнутая, так

как число последних достаточно для получения решения и определения всех искомых величин.

Для отдельной ступени расчета система уравнений является линейной и содержит время только в виде периодической функции. В связи с этим удобно решение выразить в виде ряда Фурье и ограничиваться при численном интегрировании конечным числом гармоник.

Разделяя переменные для каждой заданной гармоники, вместо общей задачи получим ряд независимых частных. Искомые величины есть действительные функции, поэтому множители слагаемых ряда Фурье представлены комплексно сопряженными числами, благодаря чему достаточно решить систему относительно одного сопряженного ряда гармоник.

Решение частных задач может быть получено в явном виде. Число постоянных интегрирования в этом решении соответствует числу уравнений граничных условий. Постоянные определяют последовательным исключением неизвестных просчетом от внешней поверхности ограждения к внутренней и обратно — процесс «прямой» и «обратной» прогонки. Ее проводят с помощью рекуррентных соотношений между постоянными интегрирования уравнений предшествующего и последующего слоев в ограждении. После проведения прогонки для всех ограждений получают уравнения теплового баланса внутренних поверхностей. Эту систему решают методом Гаусса. Искомые функции общей задачи находят как сумму ряда частных решений.

Таким образом может быть поставлена задача о расчете теплового режима помещения при заданном изменении его температуры (при регулируемом кондиционировании) или когда ее изменение является искомой зависимостью, как это имеет место при естественном тепловом режиме помещения.

ГЛАВА VIII

ГОДОВОЙ ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ПОМЕЩЕНИЯ И ЗАТРАТЫ ЭНЕРГИИ СИСТЕМАМИ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ МИКРОКЛИМАТА

При проектировании гражданских и промышленных зданий возникают многие инженерные задачи, для решения которых важно знать режим работы и регулирования систем кондиционирования воздуха в условиях

годовой изменяемости процессов тепло- и массообмена между помещением, внешней средой и элементами систем кондиционирования. Для выбора оптимальных конструкций здания и элементов систем должны быть известны наряду с капитальными вложениями эксплуатационные расходы, основной составляющей которых являются затраты на тепло, холод и электроэнергию.

При проектировании систем кондиционирования в настоящее время пользуются графическим и численным методом расчета годовых изменений параметров процесса кондиционирования. Ниже предлагается решение вопросов годового режима работы систем кондиционирования с помощью сравнительно простого аналитического метода определения всех составляющих годового теплового режима систем и помещения, разработанного Ю. Я. Кувшиновым в МИСИ [7].

VIII.1. ГОДОВАЯ ИЗМЕНЧИВОСТЬ ПАРАМЕТРОВ КЛИМАТА

Ход изменения параметров климата за год принято характеризовать распределением их среднемесячных

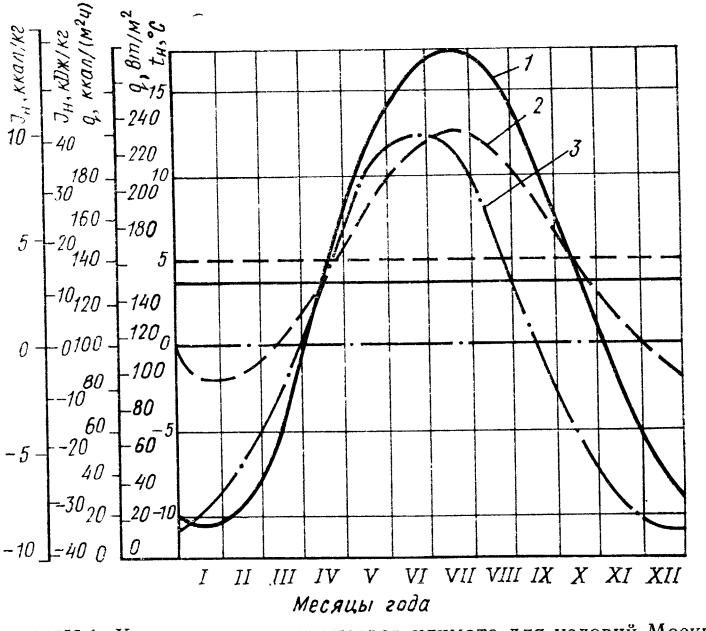


Рис. VIII.1. Ход изменения параметров климата для условий Москвы

1 — температура наружного воздуха; *2* — его энтальпия; *3* — интенсивность суммарной солнечной радиации на горизонтальную поверхность

значений, полученных по данным многолетних наблюдений. Кривые годовых изменений параметров (рис. VIII.1) имеют плавный характер и приближаются по своему очертанию к правильным гармоническим. Такой характер изменения наружного климата обусловлен постоянно действующими причинами: периодически изменяющимися радиационными факторами и совокупностью местных условий. Все случайные явления, действующие в ту или иную сторону, из процесса осреднения исключаются.

Максимальные и минимальные значения интенсивности суммарной солнечной радиации в средних широтах падают на месяцы, на которые приходится максимальное или минимальное значение угла склонения солнца (июнь, декабрь). Однако в условиях облачности и запыленности воздуха, характерных для отдельных географических пунктов, возможно смещение экстремальных периодов в ту или иную сторону.

Годовой ход изменения температуры наружного воздуха следует за годовым ходом солнечной радиации с некоторым запаздыванием, что связано с нестационарным характером теплообмена в поверхностном слое земли. Годовой максимум температуры наружного воздуха обычно падает на июль, а минимум — на январь. Годовой ход изменения энтальпии воздуха, а также и скорости ветра связан с температурой наружного воздуха, но часто они не имеют столь правильного характера.

Гармонический характер изменения климатических параметров (температуры и энтальпии наружного воздуха, интенсивности солнечной радиации) позволяет определить их функцией времени года в виде тригонометрического ряда. Достаточная точность при этом достигается простейшей аппроксимацией двумя первыми членами ряда, которой здесь и ограничено рассмотрение:

$$y = y_{\text{г}} + A_y \cos \bar{z}, \qquad \text{(VIII.1)}$$

где $y_{\text{г}}$ — среднегодовое значение параметра; A_y — годовая амплитуда его изменения; $\bar{z}$ — относительное время годового изменения параметра

$$\bar{z} = \frac{z}{365} 2\pi, \qquad \text{(VIII.2)}$$

где $z = z' - z^{\text{макс}}$ — текущее время, сут, от момента достижения параметром максимума; z' — то же, отсчитанное от 1 января; $z^{\text{макс}}$ — время достижения параметром максимального значения, отсчитанное от 1 января.

Значения величин $y_г$, A_y, $z^{макс}$ для различных климатических параметров и географических районов могут быть получены с помощью обработки данных наблюдений.

Таблица VIII.1. **Характеристики годового хода изменения параметров климата для Москвы**

Характеристика параметра климата	$t_н$, °С	$I_н$, кДж/кг (ккал/кг)	q, Вт/м² [ккал/(м²·ч)], при ориентации поверхности			
			горизонтальной	вертикальной		
				Ю	С	В, З
Среднее за год значение	3,7	16,7(4)	117 (101)	93(80)	50(43)	105(90)
Амплитуда годовых изменений	14,15	26,2 (6,25)	109 (94)	63(54)	46(40)	84(72)
Условное время максимума (месяц)	VII	VII	VI	VI	VI	VI

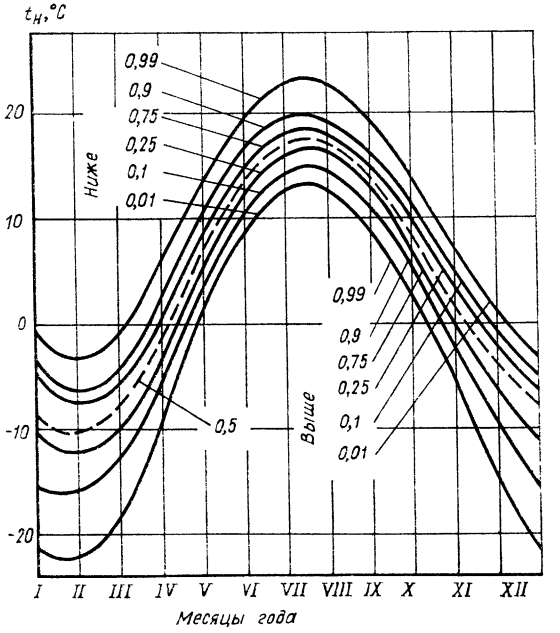


Рис. VIII.2. Обеспеченность среднемесячных температур наружного воздуха в Москве (годовой ход изменения температур различной обеспеченности, выше и ниже указанных)

В табл. VIII.1 приведены среднегодовые значения амплитуды изменения и время достижения максимума температуры наружного воздуха $t_н$, его энтальпии $I_н$ и интенсивности суммарной солнечной радиации q на горизонтальную и вертикальную поверхности разной ориентации.

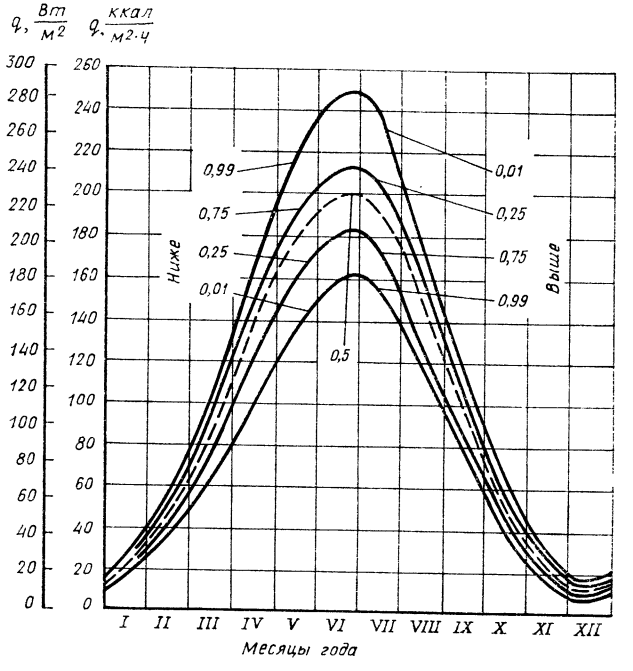


Рис. VIII.3. Обеспеченность среднемесячных значений интенсивности суммарной солнечной радиации на горизонтальную поверхность для условий Москвы (годовой ход изменения интенсивности суммарной солнечной радиации различной обеспеченности выше и ниже указанных)

Среднемесячные значения параметров климата, приведенные на рис. VIII.1 и в табл. VIII.1, являются средними из многолетних наблюдений и соответствуют коэффициенту обеспеченности $K_{об}$, равному 0,5. В отдельные годы отклонения от средних значений могут быть весьма значительны. Это обстоятельство хорошо иллюстрируется кривыми на рис. VIII.2 и VIII.3, которые по-

казывают годовой ход изменения температуры наружного воздуха и интенсивности суммарной солнечной радиации на горизонтальную поверхность в условиях Москвы (при различной их обеспеченности). Как видно из рис. VIII.2 и VIII.3, кривые годового изменения параметров

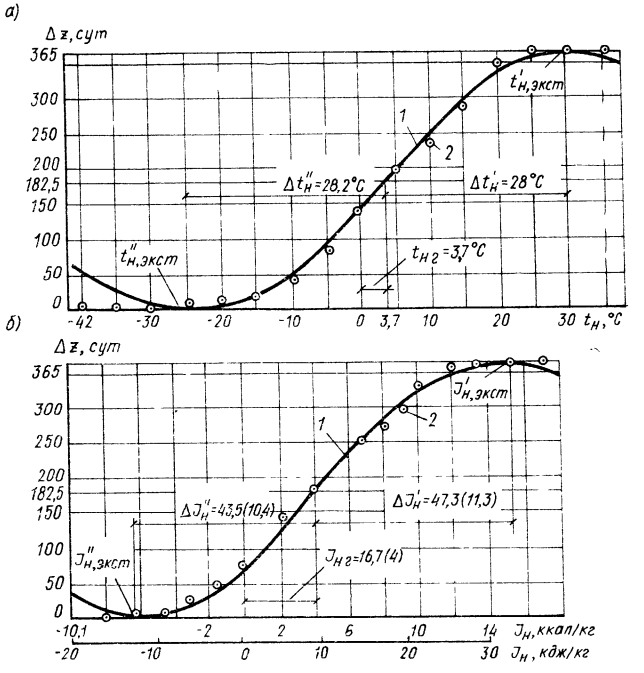


Рис. VIII.4. Продолжительность стояния температуры (*а*) и энтальпии (*б*) наружного воздуха (по данным многолетних наблюдений) в условиях Москвы

1 — аппроксимирующая кривая; *2* — значения температуры и энтальпии наружного воздуха, соответствующие различной продолжительности их стояния. Цифры показывают среднегодовые значения и экстремальные отклонения температуры и энтальпии наружного воздуха

климата при разных $K_{об}$ также приближаются к гармоническим и могут быть описаны формулой (VIII.1). С помощью этой формулы можно найти аналогично формуле (VII.3) продолжительность Δz стояния в году параметров климата выше заданного значения как обратную тригонометрическую функцию этого значения:

$$\Delta z = \frac{365}{\pi} \arccos (y - y_г)/A_y. \qquad \text{(VIII.3)}$$

Однако в ряде случаев возникает необходимость определения продолжительности стояния параметра y, когда его значения выходят за пределы среднемесячных. Так, ряд переходных процессов регулирования систем кондиционирования воздуха помещений протекает в периоды, соответствующие параметрам, близким к максимальным и минимальным. В этом случае приходится отказываться от описания годовой изменяемости с помощью среднемесячных значений и переходить к расшифровке параметров климата в периоды их максимальных и минимальных значений. Изменяемость всей совокупности значений параметра можно определить с помощью статистических функций распределения этих значений в году.

На рис. VIII.4 показаны температура и энтальпия воздуха, соответствующие различной продолжительности их стояния в Москве. Образованные кривые распределения параметров климата по форме близки к синусоиде. В пределах, где такая аппроксимация справедлива, синусоида имеет амплитуду, равную 365/2 сут, а четверть ее периода $\Delta y_н$ равна изменению параметра от среднегодового $y_{н.г}$ до экстремального (максимального) $\Delta y'_{н,экст}$ или минимального $\Delta y''_{н,экст}$ его значения. Следует особо обратить внимание, что по закону синуса в данном случае меняется время z по мере изменения параметра $y_н$ с периодом, равным $4\,\Delta y_н$:

$$z = \frac{365}{2} - \frac{365}{2} \sin \frac{2\pi}{4\Delta y_н} (y_н - y_{н.г}), \qquad \text{(VIII.4)}$$

где $\Delta y_н = (y_{н.экст} - y_{н.г})$ — четверть периода; $y_{н.г}$ — среднегодовое значение параметра; $y_{н.экст}$ — то же, экстремальное (с одним штрихом для максимального и с двумя штрихами для минимальных значений).

Обозначив

$$\bar{y}_н = \frac{y_н - y_{н.г}}{\Delta y_н} \qquad \text{(VIII.5)}$$

и выразив Δz в ч, получим приблизительную аналитическую функцию продолжительности стояния значений параметра наружного климата выше заданного ($y_н$):

$$\Delta z = 4{,}38 \cdot 10^3 \left(- \sin \frac{\pi}{2} \bar{y}_н \right). \qquad \text{(VIII.6)}$$

Для определения продолжительности стояния значений параметров наружного воздуха ниже заданного надо

изменить в формуле (VIII.6) знак минус на плюс. Как видно из рис. (VIII.4), кривые, построенные по формуле (VIII.6), в основном хорошо согласуются с фактическими значениями параметров. Область значений, где экспериментальные точки практически совпадают с горизонтальными осями, при z около нуля, при определении про-

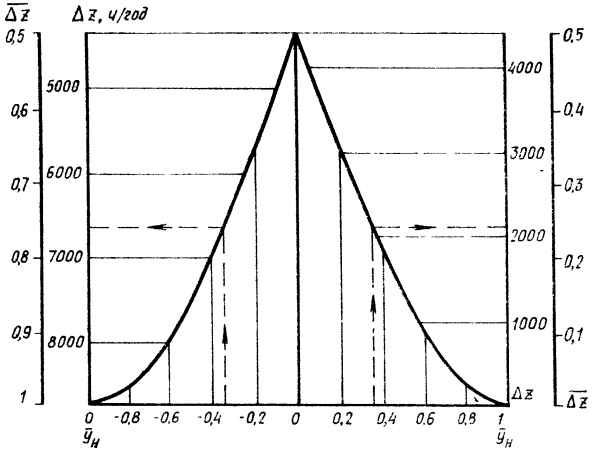


Рис. VIII.5. Номограмма для определения продолжительности стояния параметра (температура, энтальпия) наружного воздуха выше или ниже заданного значения

должительности стояния параметра климата практического приложения не имеет.

Следует заметить, что отклонения от среднегодовых значений максимальных и минимальных значений $y_{н.экст}$ могут быть различными, поэтому в уравнении (VIII.5) $\Delta y_н$ следует определять отдельно для значений бо́льших (летняя полугодовая разность $\Delta y'_н$) и меньших (зимняя полугодовая разность $\Delta y''_н$) среднегодового значения $y_{н.г}$. При наличии данных о вероятной продолжительности стояния $\Delta z_{y_н}$ различных значений параметров наружного климата значения $\Delta y_н$ могут быть определены по формуле

$$\Delta y_н = \frac{\sum_{y_{н.г}}^{y_{н.экст}} (y_н - y_{н.г})\,\Delta z_{y_н}}{66{,}5}. \qquad \text{(VIII.7)}$$

Учитывая логическую связь между годовым ходом изменения среднемесячных значений (VIII.1) и функцией годового распределения параметра климата (VIII.4), можно рекомендовать приближенную зависимость для определения величин $\Delta y_н$:

$$\Delta y_н \approx 2A_{y_н}, \qquad \text{(VIII.8)}$$

где $A_{y_н}$ — амплитуда годового хода изменения среднемесячных значений параметра $y_н$.

Значения Δz и $\overline{\Delta z}$ (в $\overline{\Delta z}$ величина Δz, ч/год, отнесена к $365 \cdot 24 = 8760$ ч/год) можно определить с помощью номограммы (рис. VIII.5).

VIII.2. ИЗМЕНЕНИЕ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ПОМЕЩЕНИЯ В ТЕЧЕНИЕ ГОДА

Изменение параметров климата в течение года происходит медленно, поэтому тепловой режим помещений, у которых тепловая инерционность ограждений относительно годовых изменений невелика, в каждый момент времени может рассматриваться как стационарный. В общем виде тепловое состояние помещения в какой-то момент года может быть представлено уравнением его теплового баланса.

Принимая во внимание гармонический характер годового изменения факторов, влияющих на теплообмен в помещении, тепловой режим помещения можно представить в виде зависимости

$$Q_п = Q_{п.г} + A_{Q_п} \cos \bar{z}, \qquad \text{(VIII.9)}$$

где $Q_{п.г}$ — среднее значение (в течение года) гармонически изменяющегося теплового состояния помещения (избытка или недостатка тепла); $A_{Q_п}$ — амплитуда годового отклонения теплового состояния помещения от среднего.

Для упрощения будем считать, что годовое изменение температуры внутреннего воздуха приближается к гармоническому колебанию. В соответствии с этим

$$t_в = t_{в.г} + A_{t_в} \cos \bar{z}. \qquad \text{(VIII.10)}$$

Среднегодовое значение температуры внутреннего воздуха $t_{в.г}$ определяют как среднее между зимним $t_{в.з}$ и летним $t_{в.л}$ расчетными значениями, а амплитуда $A_{t_в}$ равна половине их разности. Время наступления максимума температуры внутреннего воздуха совпадает с временем достижения максимума теплопоступлений.

VIII.3. ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТЬ ОТОПИТЕЛЬНОГО ПЕРИОДА И ЗАТРАТЫ ТЕПЛА НА ОТОПЛЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЮ ПОМЕЩЕНИЯ

Существующие методы определения годовых расходов тепла на отопление и вентиляцию исходят из регулирования систем только по температуре наружного воздуха и построены на основании указаний СНиП о продолжительности и средней температуре отопительного периода. В случае применения местного, пофасадного или индивидуального регулирования систем следует учитывать всю совокупность факторов, формирующих тепловой режим здания, его отдельных фасадов, помещений. Это совокупность климатических параметров, внутренних выделений и поглощений тепла, теплозащитные свойства ограждений. Характеристики отопительного периода при этом будут различны для разных зданий и даже фасадов и отдельных помещений у одного здания в одном географическом районе.

Отопительный период нетрудно установить, учитывая, что потребность в отоплении появляется, когда тепловой баланс помещения становится отрицательным (недостаток тепла), т. е. $Q_{\text{п}}<0$. При этом условии, решая уравнение (VIII.9), можно определить продолжительность отопительного периода $\Delta z_{\text{от}}$, сут, как обратную тригонометрическую функцию:

$$\Delta z_{\text{от}} = \frac{365}{\pi} \arccos \bar{Q}_{\text{п}} = 116 \arccos \bar{Q}_{\text{п}}, \qquad \text{(VIII.11)}$$

где $\bar{Q}_{\text{п}}$ — безразмерная величина,

$$\bar{Q}_{\text{п}} = (Q_{\text{п}} - Q_{\text{п.г}})/A_{Q_{\text{п}}}. \qquad \text{(VIII.12)}$$

На рис. VIII.6 дано графическое изображение зависимости (VIII.11).

Формула (VIII.11) носит общий характер. Она применима и для расчета $\Delta z_{\text{от}}$ при центральном регулировании системы отопления от $t_{\text{н}}$. Так как продолжительность отопительного периода при этом определяется как часть года с $t_{\text{н}}<8°$ С, формула (VIII.12) приобретает вид

$$\bar{t}_{\text{н}} = (t_{\text{н.г}} - 8)/A_{t_{\text{н.г}}}. \qquad \text{(VIII.13)}$$

Значения $\Delta z_{\text{от}}$ при этом близко соответствуют величинам, приведенным в СНиП. Так, используя данные табл. VIII.1, для условий Москвы получим: $\bar{t}_{\text{н}} = \frac{3{,}7 - 8}{14{,}15} = -0{,}304$, а согласно рис. VIII.6 $\Delta z_{\text{от}}=214$ сут, что соответствует нормативному значению.

Очевидно, что расход тепла на отопление в какой-либо момент отопительного периода определяется тепло-

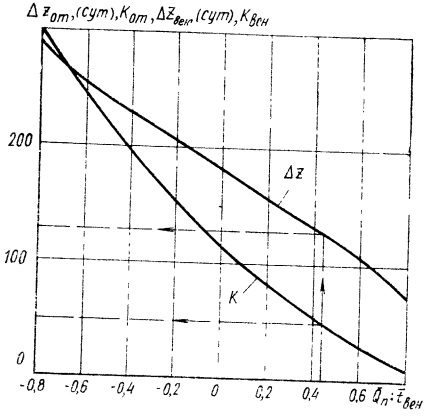


Рис. VIII.6. Зависимость продолжительности отопительного периода $\Delta z_{от}$ и величины $K_{от}$ от $\bar{Q}_п$, а также $\Delta z_{вен}$ и $K_{вен}$ от $\bar{t}_{вен}$

вым состоянием помещения в этот же момент. Годовой расход тепла на отопление, следовательно, можно представить как интегральную сумму меняющегося в течение отопительного периода теплового состояния помещения:

$$Q_{от,г} = \int Q_п\, dz = 0{,}143\, mn'\, A_{Q_п}\left(116 \sin \frac{1}{2}\Delta \bar{z} - \bar{Q}_п\, \Delta z_{от}\right); \quad \text{(VIII.14)}$$

где m — число часов работы систем отопления в сутки; n' — число дней работы системы отопления в неделю.

В обычном интервале изменения $\bar{Q}_п$ (от —0,6 до +0,6) удобно пользоваться приближенной формулой, которая дает достаточно точный результат:

$$Q_{от,г} = 0{,}143\, mn'\, A_{Q_п}\left[116 - \bar{Q}_п\,(91{,}2 + 0{,}5\, \Delta z_{от})\right]. \quad \text{(VIII.15)}$$

На рис. VIII.6 показана кривая зависимости $K_{от} = f(\bar{Q}_п)$, построенная по формуле

$$K_{от} = 116 \sin \frac{1}{2}\Delta \bar{z} - \bar{Q}_п\, \Delta z_{от}. \quad \text{(VIII.16)}$$

С учетом ее формула (VIII.14) приобретает вид

$$Q_{от,г} = 0{,}143\, mn'\, A_{Q_п}\, K_{от}. \quad \text{(VIII.17)}$$

Расчет расхода тепла на вентиляцию и продолжительность ее работы может быть выполнен аналогично рассмотренному для отопления.

Расход тепла на вентиляцию

$$Q_{\text{вен}} = Lc\rho\,(t_{\text{пр}} - t_{\text{н}}). \qquad \text{(VIII.18)}$$

Начало и конец работы вентиляции (калориферных установок) определяют равенством для зимнего периода температуры приточного и наружного воздуха:

$$t_{\text{пр.з}} = t_{\text{н}} = t_{\text{н.г}} + A_{t_{\text{н}}} \cos \bar{z}. \qquad \text{(VIII.19)}$$

Продолжительность работы калориферов системы вентиляции в году

$$\Delta z_{\text{вен}} = 116 \arccos \bar{t}_{\text{вен}}, \qquad \text{(VIII.20)}$$

где

$$\bar{t}_{\text{вен}} = (t_{\text{н.г}} - t_{\text{пр.з}})/A_{t_{\text{н}}}. \qquad \text{(VIII.21)}$$

Годовой расход тепла на вентиляцию получим, интегрируя уравнение (VIII.18) по времени в пределах $\Delta z_{\text{вен}}$:

$$Q_{\text{вен.г}} = 0{,}143\, mn'\, Lc\rho A_{t_{\text{н}}} K_{\text{вен}}. \qquad \text{(VIII.22)}$$

Значения величин $\Delta z_{\text{вен}}$ и $K_{\text{вен}}$ в зависимости от $\bar{t}_{\text{вен}}$ можно определить по графику на рис. VIII.6.

Годовой расход тепла на отопление и вентиляцию помещения и продолжительность работы этих систем могут быть рассчитаны с учетом коэффициента обеспеченности $K_{\text{об}}$, что достигается подстановкой в формулы (VIII.11)—(VIII.22) соответствующих значений характеристик наружного воздуха, определенных с учетом заданного коэффициента обеспеченности (рис. VIII.2).

Учет коэффициента обеспеченности при определении годовых расходов тепла имеет важное практическое значение, так как позволяет правильно подойти к вопросу распределения тепла между различными категориями потребителей, что должно способствовать экономии тепла и повышению надежности работы систем отопления и вентиляции. Значение коэффициента обеспеченности для различных групп потребителей при определении годового расхода тепла может быть назначено по данным гл. VI.

VIII.4. ПРИБЛИЖЕННЫЙ АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА ИЗМЕНЕНИЙ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОГО СОСТОЯНИЯ ВОЗДУХА В ПРОЦЕССЕ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

При анализе годовой изменяемости теплового режима помещений, а также круглогодичного регулирования систем вентиляции и кондиционирования воздуха возможность использования графических построений в I—d диаграмме оказывается затруднительной. Поэтому нуж-

ны простые аналитические зависимости, связывающие основные параметры влажного воздуха в процессе изменения его тепловлажностного состояния.

Прямая замена графических построений аналитическими расчетами по исходным формулам термодинамики влажного воздуха сложна и громоздка. В связи с этим используем приближенные зависимости, позволяющие разработать простой аналитический метод расчета изменения тепловлажностного состояния воздуха в помещении и в процессе его обработки в кондиционере. В технике кондиционирования воздуха и вентиляции обычно имеют дело с ограниченными пределами изменения параметров состояния воздуха, что позволяет значительно упростить исходное уравнение состояния — уравнение энтальпии влажного воздуха:

$$I = 1{,}005\,t + (2500 + 1{,}8\,t)\,d/1000; \qquad \text{(VIII.23)}$$

$$I = 0{,}24\,t + (597{,}3 + 0{,}44\,t)\,d/1000. \qquad \text{(VIII.23′)}$$

Как основное уравнение приближенного аналитического метода предполагается следующая зависимость для приращения энтальпии влажного воздуха

$$\Delta I \approx 1{,}0241\,\Delta t + 2{,}5289\,\Delta d; \qquad \text{(VIII.24)}$$

$$\Delta I \approx 0{,}245\,\Delta t + 0{,}605\,\Delta d. \qquad \text{(VIII.24′)}$$

Изовлажностный процесс нагрева и охлаждения влажного воздуха, протекающий при постоянном его влагосодержании d=const, в этом случае представляет уравнение

$$\Delta t/\Delta I \approx 0{,}98; \qquad \text{(VIII.25)}$$

$$\Delta t/\Delta I \approx 0{,}41; \qquad \text{(VIII.25′)}$$

процесс адиабатического (изоэнтальпического) увлажнения (осушки) при условии I=const — уравнение

$$\Delta t/\Delta d \approx 2{,}45; \qquad \text{(VIII.26)}$$

изотермический процесс, для которого t=const,

$$\Delta I/\Delta d \approx 2{,}53; \qquad \text{(VIII.27)}$$

$$\Delta I/\Delta d \approx 0{,}605. \qquad \text{(VIII.27′)}$$

В политропическом процессе изменение температуры и энтальпии воздуха связано с так называемым направлением луча процесса $\varepsilon = \Delta I/\Delta d$:

$$\Delta t/\Delta I \approx 0{,}98 - 2{,}45/\varepsilon; \qquad \text{(VIII.28)}$$

$$\Delta t/\Delta I \approx 4{,}1 - 2{,}45/\varepsilon. \qquad \text{(VIII.28′)}$$

При расчете параметров воздуха в процессе его кондиционирования необходимо знать параметры точки пересечения луча процесса изменения состояния воздуха I, d, ε с линиями постоянной относительной влажности φ=const. Для этого нужно описать приближенным уравнением кривую φ=const. Удобно (и можно достаточно точно) эту кривую в рабочем для кондиционирования воздуха диапазоне значений заменить ломаной линией, состоящей из трех прямых, которые могут быть определены уравнениями, связывающими параметры состояния воздуха I_φ, d_φ, t_φ на кривой φ=const при произвольном значении φ.

Обычно нужно знать параметры воздуха после его контакта с водой и температуру воды, которая обеспечит заданное направление луча процесса. Конечные параметры воздуха определяют точкой пересечения луча процесса изменения состояния воздуха с линиями φ=90 и 95%. Температуру воды определит точка пересечения этого луча с линией φ=100%. Параметры точек пересечения можно найти по приближенным аналитическим формулам, полученным из совместного решения системы уравнений:

$$\frac{I_\varphi - I}{d_\varphi - d} = \varepsilon; \qquad \text{(VIII.29)}$$

$$I_\varphi = C + Dd_\varphi . \qquad \text{(VIII.30)}$$

Уравнение (VIII.29) определяет направление луча процесса ε, а (VIII.30) — отрезок прямой, аппроксимирующий соответствующую линию постоянной относительной влажности в определенном диапазоне температур. Подставляя выражение для d_φ из уравнения (VIII.30) в (VIII.29), получим формулу для энтальпии точки пересечения луча процесса с линией φ=const:

$$I_\varphi = \frac{I - (c/D - d)\,\varepsilon}{1 - \varepsilon/D} , \qquad \text{(VIII.31)}$$

Затем определим влагосодержание этой точки

$$d_\varphi = \frac{I_\varphi - C}{D} . \qquad \text{(VIII.32)}$$

Чтобы найти температуру указанной точки пересечения t_φ, запишем уравнение отрезков прямых, аппроксимирующих участки линий φ=const в координатах I—t:

$$I_\varphi = A + Bt_\varphi . \qquad \text{(VIII.33)}$$

Численные значения коэффициентов, входящих в формулы (VIII.31)—(VIII.33) при барометрическом давлении $P_б$=0,096 МПа (745 мм рт. ст.), приведены в табл. VIII.2.

Таблица VIII.2. **Значения *A*, *B*, *C*, *D* для различных диапазонов изменения температур**

Линия φ, %	Коэффициент	Диапазон изменения *t*, °С		
		0—10	10—20	20—30
90	*A*	8,4(2)	0,84(0,2)	—26,4(—6,3)
	B	1,9(0,45)	2,63(0,63)	3,98(0,95)
	C	—10,6(—2,52)	0,08(0,02)	6,74(1.61)
	D	5,5(1,32)	4,02(0,96)	3,52(0,84)
95	*A*	9,3(2,21)	0,84(0,2)	—2,72(—6,5)
	B	1,97(0,47)	2,7(0,65)	4,1(0,98)
	C	—9,7(—2,31)	—0,5(—0,12)	6,95(1,66)
	D	5,3(1,27)	4,02(0,96)	3,47(0,83)
100	*A*	9,4(2,25)	12,6(0,3)	—28(—6,7)
	B	1,97(0,47)	2,85(0,68)	4,27(1,02)
	C	—9,46(—2,26)	—0,63(—0,15)	7,41(1,77)
	D	5,1(1,22)	4,85(0,94)	3,39(0,81)

При произвольном барометрическом давлении надо иметь в виду, что численные значения φ на линиях φ= =const изменяются пропорционально соответствующим барометрическим давлениям.

Поэтому

$$\varphi_{P_б}/\varphi_{P_0} = P_б/P_0,$$

где $\varphi_{P_б}$ — значение относительной влажности воздуха при произвольном барометрическом давлении $P_б$; φ_{P_0} — то же, при барометрическом давлении P_0, для которого построена *I*—*d* диаграмма.

Для расчета любых процессов изменения тепловлажностного состояния воздуха и их произвольных сочетаний достаточно приведенных формул. Погрешность приведенных формул (при температурах воздуха от —40 до +40 °С и влажностях *d* от 1 до 25 г/кг) не выходит за пределы 3%. Результаты расчетов по ним часто оказываются более точными, чем полученные графическим построением в *I*—*d* диаграмме. Пользуясь этими формулами, можно вести расчеты в той же последовательности, что и при графическом построении с помощью *I*—*d* диа-

граммы, достаточно быстро, и их результаты имеют необходимую точность.

Оказалось возможным с помощью приведенных формул получить аналитические зависимости, позволяющие по исходным данным без промежуточных выкладок получить основные характеристики процесса кондиционирования воздуха.

Рассмотрим приближенные аналитические решения на примере основных схем кондиционирования воздуха: прямоточной, с первой рециркуляцией, с первой и второй рециркуляциями.

При проектировании системы кондиционирования воздуха обычно задают или определяют следующие величины: избытки или недостатки тепла ΔQ и влаги ΔW, направление луча процесса в помещении ε, параметры внутреннего $I_в$, $t_в$, $d_в$ и наружного $I_н$, $t_н$, $d_н$ воздуха в летнем и зимнем режимах, а также допустимый перепад температур между приточным воздухом и воздухом рабочей зоны помещения Δt.

Производительность системы кондиционирования воздуха, кг/ч, относительно исходных данных может быть определена уравнением

$$L_0 \rho = \frac{\Delta Q}{\Delta I} = \frac{0{,}98\,\Delta Q - 2{,}45\,\Delta W}{\Delta t + \nabla t\,(H - h)}; \qquad \text{(VIII.34)}$$

$$L_0 \rho = \frac{4{,}1\,\Delta Q - 2{,}45\,\Delta W}{\Delta t + \nabla t\,(H - h)}, \qquad \text{(VIII.34')}$$

где ΔI — разность энтальпии удаляемого и приточного воздуха; ∇t — средний градиент изменения температуры воздуха по высоте помещения; H — высота помещения; h — то же, рабочей зоны.

Холодопроизводительность системы составляет:
для прямоточной системы (рис. VIII.7, *а*)

$$Q_{охл} = L_0 \rho\,(I_{н.л} - I_{о.л}); \qquad \text{(VIII.35)}$$

для рециркуляционных систем (рис. VIII.7, *б*, *в*)

$$Q_{охл} = L_0 \rho\left(1 - a^{II}\right)\left(I_{с_1 л} - I_{о.л}\right), \qquad \text{(VIII.36)}$$

где a^{II} — доля второй рециркуляции в общем расходе кондиционированного воздуха; $I_{о.л}$ — энтальпия после камеры орошения, определяемая с помощью формулы (VIII.31); $I_{с.л}$ — энтальпия смеси воздуха — по формуле

$$I_{с_1 л} = a_н I_н + I_в (1 - a_н), \qquad \text{(VIII.37)}$$

$a_н$ — доля наружного воздуха в общем расходе кондиционированного воздуха.

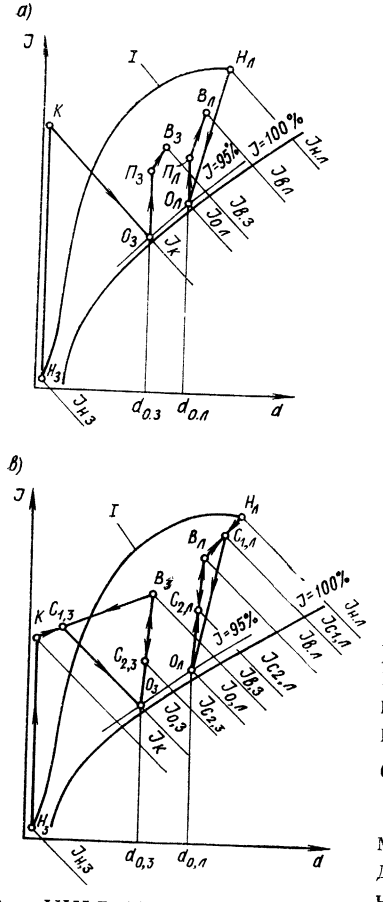


Рис. VIII.7. Круглогодичное регулирование системы кондиционирования воздуха

а — прямоточной; *б* — с первой рециркуляцией; *в* — с первой и второй рециркуляцией; *I* — условная климатическая кривая

Расход тепла калориферами первого подогрева зависит от разности энтальпий воздуха после калориферов и наружного

$$Q_{\text{I}} = L_0 \rho (I_{\text{к}} - I_{\text{н.з}}) a_{\text{н}}. \quad \text{(VIII.38)}$$

Для прямоточной системы $I_{\text{к}}$ равна энтальпии воздуха на выходе из форсуночной камеры в расчетных зимних условиях. Для рециркуляционных систем величину $I_{\text{к}}$ можно определить двояко: задавшись температурой и определив энтальпию воздуха на выходе из калорифера или приняв по тем или иным соображениям величину $a_{\text{н}}$.

Расход тепла на второй подогрев является функцией теплового состояния помещения:

для прямоточной и с первой рециркуляцией схем кондиционирования воздуха

$$Q_{\text{II}} = L_0 \rho (I_{\text{в}} - I_0) - \Delta Q, \quad \text{(VIII.39а)}$$

$$Q_{II} = L_0 \rho (I_в - I_{c_2}) - \Delta Q, \qquad \text{(VIII.39б)}$$

где $в$ и c_2 — индексы параметров воздуха соответственно в помещении и смеси воздуха после второй рециркуляции.

Эти формулы можно привести к общему виду:

$$Q_{II} = L_0 \rho \Delta I_{II} - \Delta Q. \qquad \text{(VIII.40)}$$

Приведенные зависимости позволяют определить характеристики систем кондиционирования воздуха для каждого момента ее работы, в том числе **расчетные, определяющие конструктивное решение и установочные мощности всех элементов системы**. Летний режим обычно является исходным, он определяется по расчетным параметрам состояния внутреннего и наружного воздуха. Характеристики климата зимой определяют расчетный режим холодного периода года. Для режима работы системы кондиционирования воздуха в течение года характерно непрерывное изменение внешних и внутренних параметров от их расчетных зимних до расчетных летних значений.

VIII.5. ЗАТРАТЫ ТЕПЛА, ХОЛОДА И ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ В СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Определению экономических характеристик системы кондиционирования должен предшествовать расчет зимнего и летнего режимов работы и установочной тепловой и холодильной мощности этих систем (см. выше п. 4, гл. V). Методика определения годовых расходов тепла и холода построена с учетом конкретных схем (рис. VIII.7) круглогодичного регулирования систем кондиционирования воздуха. Расчетные формулы базируются на исходных зависимостях (см. п. VIII.4), временных характеристиках наружного климата (см. п. VIII.1) и помещения (см. п. VIII.2).

Системы кондиционирования воздуха в течение части года расходуют искусственный холод (в камере орошения, поверхностных воздухоохладителях, доводчиках, секциях охлаждения) и тепло (в секциях подогрева первой и второй ступени, в доводчиках).

Изменение производительности по холоду камеры орошения и по теплу секции первого подогрева в течение года связано с изменением энтальпии наружного воздуха, которое можно считать правильным гармоническим.

Часовой расход холода в камере орошения равен:

$$Q_x = L\rho (I_{н.л} - I_{о.л}), \qquad \text{(VIII.41)}$$

часовой расход тепла в секции первого подогрева

$$Q_I = L\rho\,(I_к - I_{н.з}). \qquad \text{(VIII.42)}$$

Период потребления холода $\Delta z_х$ совпадает с частью года, когда $I_{н.л} > I_{о.л}$, а тепла $\Delta z_т$, когда $I_к > I_{н.з}$.

Значения величин $\Delta z_х$ и $\Delta z_т$, сут, определяют аналогично (VIII.12) по формулам:

$$\Delta z_х = 116 \arccos \frac{I_{о.л} - I_{н.г}}{A_{I_н}}; \qquad \text{(VIII.43)}$$

$$\Delta z_т = 116 \arccos \frac{I_{н.г} - I_к}{A_{I_н}}, \qquad \text{(VIII.44)}$$

где $I_{н.г}$ — среднегодовое значение энтальпии наружного воздуха; $A_{I_н}$ — ее годовая амплитуда.

Затраты холода в камере орошения $Q_х^{год}$ и тепла в калорифере первого подогрева $Q_т^{год}$ за год равны:

$$Q_х^{год} = 0{,}64\,ML\rho\,(I_{н.VII} - I_0)\,\Delta z_х; \qquad \text{(VIII.45)}$$

$$Q_т^{год} = 0{,}64\,ML\rho\,(I_к - I_{н.I})\,\Delta z_т. \qquad \text{(VIII.46)}$$

где $I_{н.VII}$, $I_{н.I}$ — среднее, соответственно июльское и январское значения энтальпии наружного воздуха; M — осредненное за неделю число часов работы системы в течение суток.

Часовой расход тепла (холода) во второй ступени подогрева (охлаждения) равен:

$$Q_{II} = L\rho\,(I_{пр} - I_0), \qquad \text{(VIII.47)}$$

где $I_{пр}$ — энтальпия приточного воздуха.

Годовой расход тепла (холода) во второй ступени подогрева при ее круглогодичной работе ($\Delta z_{II} \approx 365$ календарных суток) равен:

$$Q_{II}^{год} = M \cdot 365\,L\rho\,(I_{пр} - I_0). \qquad \text{(VIII.48)}$$

Продолжительность работы электродвигателей и других электропотребляющих устройств, обслуживающих системы кондиционирования микроклимата, практически совпадает с периодами работы соответствующих элементов этих систем. При известной мощности установленного электрооборудования изложенная методика [формулы (VIII.12), (VIII.20), (VIII.43), (VIII.44)] позволяет определить продолжительность его работы и общие годовые затраты электроэнергии при работе систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Абрамович Г. Н.** Теория турбулентных струй. М., 1960.
2. **Богословский В. Н.** О потенциале влажности. — ИФЖ, 1965, Т. 8, № 2.
3. **Богословский В. Н.** Тепловые характеристики зданий. — Жилищное строительство, 1968, № 5.
4. **Богословский В. Н.** Теплоустойчивость вентилируемых и кондиционируемых помещений. — Водоснабжение и санитарная техника, 1968, № 1.
5. **Богословский В. Н.** Холодопроизводительность систем кондиционирования с учетом нестационарности летнего теплового режима. — Водоснабжение и санитарная техника, 1976, № 7.
6. **Богословский В. Н.** Строительная теплофизика. М., 1970.
7. **Богословский В. Н., Кувшинов Ю. Я.** Годовые затраты тепла и холода системами кондиционирования микроклимата. — Информ. выпуск/Главстройпроект. М., 1968, № 6.
8. **Богословский В. Н., Тертичник Е. И.** Шкала относительного потенциала влажности и ее использование для оценки влажностного режима ограждений. — Сб. тр./МИСИ. М., 1969, № 68.
9. **Богословский В. Н., Титов В. П.** Воздушный режим зданий и учет воздухопроницания в расчете теплового режима. — Сб. тр./МИСИ. М., 1967, № 52.
10. **Богословский В. Н., Фам Нгок Данг.** Расчет суммарного теплопоступления через окно. — Водоснабжение и санитарная техника, 1973, № 1.
11. **Богословский В. Н., Новожилов В. И., Симаков Б. Д., Титов В. П.** Отопление и вентиляция. — 1-е изд. М., Стройиздат, 1976. Вентиляция, ч. 2.
12. **Богуславский Л. Д.** Технико-экономические расчеты при проектировании наружных ограждающих конструкций зданий. М., 1969.
13. **Власов О. Е.** Основы строительной теплотехники. М., 1938.
14. **Власов О. Е.** Плоские тепловые волны. — М., 1927.
15. **Долгов С. И.** Исследование подвижности почвенной влаги и ее доступности для растений. М., 1948.
16. **Ильинский В. М.** Строительная теплофизика. М., 1975.
17. **Каменев П. Н., Сканави А. Н.** Отопление и вентиляция. М., 1975, ч. 1.
18. **Константинова В. Е.** Воздушно-тепловой режим в зданиях повышенной этажности. М., 1969.
19. **Лобаев Б. Н.** Отопление зданий из объемных элементов и панелей. — В кн.: Теплоснабжение и вентиляция. Киев, 1965.
20. **Лукьянов В. С.** Гидравлические приборы для технических расчетов. — Изв. АН СССР, 1939, № 2.
21. **Лукьянов В. С., Головко М. Д.** Расчет промерзания грунтов. М., 1957.
22. **Лыков А. В.** Явления переноса в капиллярно-пористых телах. М., 1954.
23. **Лыков А. В.** Теоретические основы строительной теплофизики. — Изд. АН БССР, 1961.
24. **Лыков А. В.** Теория теплопроводности. М., 1967.
25. **Малышева А. Е.** Гигиеническая оценка радиационного охлаждения зданий. — В кн.: Исследования по строительной теплофизике. М., 1959.
26. **Мачинский В. Д.** Теплотехнические основы строительства. М., 1949.

27. **Мачкаши А.** Основные принципы лучистого отопления больших помещений. — Водоснабжение и санитарная техника, 1964, № 2.
28. **Михеев М. А.** Основы теплопередачи. М., 1961.
29. **Нерсесова З. А.** Фазовый состав воды в грунтах при замерзании и оттаивании. — Изд. АН СССР, 1953, № 1.
30. **Нестеренко А. В.** Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. М., 1970.
31. **Никитина Л. М.** Таблицы коэффициентов массопереноса влажных материалов. Минск, 1964.
32. **Поз М. Я., Литинский Э. М.** Руководство по теплотехническому расчету и методам тепло-аэродинамических испытаний крупноразмерных остекленных ограждающих конструкций. — МНИИТЭП, М., 1977.
33. **Разумов Н. Н.** Определение воздухообмена в здании графоаналитическим методом. — Водоснабжение и санитарная техника. 1963 № 12 и 1964 № 1.
34. **Ребиндер П. А.** Физико-химическая механика. М., 1958.
35. **Реттер Э. И., Стриженов С. И.** Аэродинамика зданий. М., 1968.
36. **Сандер А. А.** Тепловой режим сопряжений наружных и внутренних стен. — В кн.: Строительная теплофизика. — АН БССР, 1966.
37. **Селиверстов Г. А.** Теплоустойчивость зданий. М., 1946.
38. **Семенов Л. А.** Теплоустойчивость и печное отопление жилых и общественных зданий. М., 1950.
39. **Сканави А. Н.** Зимние климатические условия Москвы для расчета систем отопления здания. — Сб. тр./МИСИ, 1957, № 21, вып. 1.
40. **Титов В. П.** Инфильтрация воздуха и ее учет в тепловом балансе помещений. Науч-техн. информ./ЦИНИС, 1967, № 8.
41. **Ушков Ф. В.** Теплотехнические свойства крупнопанельных зданий и расчет стыков. М., 1967.
42. **Ушков Ф. В.** Теплопередача через ограждение при наличии фильтрации воздуха. М., 1968.
43. **Фокин К. Ф.** Строительная теплотехника ограждающих частей зданий. М., 1974.
44. **Цытович Н. А.** О теории равновесного состояния воды в мерзлых грунтах. — Изд. АН СССР. Сер. геогр. и геофизика, 1945, № 5—6.
45. **Шаповалов И. С.** Проектирование панельно-лучистого отопления. М., 1966.
46. **Шкловер А. М.** Теплопередача при периодических тепловых воздействиях. М., 1961.
47. **Шкловер А. М., Васильев Б. Ф., Ушков Ф. В.** Основы строительной теплотехники. М., 1956.
48. **Шорин С. Н.** Теплопередача. М., 1964.
49. **Эккерт Э. Р., Дрейк Р. М.** Теория тепло- и массообмена. М., 1961.
50. Вопросы тепло-влажностного и воздушного режима зданий. Сб. тр. МИСИ. М., 1970, № 68.
51. Теплогазоснабжение и вентиляция. Сб. тр. МИСИ. М., 1977, № 114.
52. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Ч. I. Отопление, водопровод, канализация. — 3-е изд. — М., 1975.
53. — Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Ч. II. Вентиляция и кондиционирование воздуха .— 3-е изд. — М., 1977.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Предисловие 5

Глава I. **Теплообмен в помещении** 8

I.1. Лучистый теплообмен 8
I.2. Конвективный теплообмен 20
I.3. Теплообмен настилающейся плоской воздушной струи с горизонтальной поверхностью ограждения 40
I.4. Конвективный теплообмен и режим движения плоской струи, настилающейся на вертикальное ограждение . . 41
I.5. Общий теплообмен в помещении 48
I.6. Гигиеническая оценка комфортности и расчет тепловой обстановки помещения 66

Глава II. **Влажностный режим и теплопроводность ограждения** 74

II.1. Уравнение теплопроводности и граничные условия . . 75
II.2. Термодинамика влажного материала в ограждении . . 80
II.3. Представление процесса влагопередачи на основе потенциала влажности 94
II.4. Экспериментальная проверка потенциала влажности . 103
II.5. Метод оценки влажностного состояния ограждения для расчета теплопередачи 110

Глава III. **Теплопередача ограждения** 118

III.1. Стационарная теплопередача через сложное наружное ограждение 118
III.2. Односторонний нагрев и охлаждение ограждения . . 135
III.3. Инженерный метод расчета теплоустойчивости ограждения 138

Глава IV. **Влияние воздушного режима здания на его тепловой режим** 149

IV.1. Воздушный режим здания 149
IV.2. Передача тепла через ограждение при фильтрации воздуха 155
IV.3. Дополнительные затраты тепла в помещении на инфильтрацию 168

Глава V. **Инженерный метод расчета теплоустойчивости помещения** 172

V.1. Показатели теплоустойчивости помещения 174
V.2. Тепловой режим помещения при периодически изменяющихся поступлениях тепла 178
V.3. Применение теории теплоустойчивости для расчета режима регулирования микроклимата 185

Глава VI. **Тепловой режим помещения зимой** 189

VI.1. Обеспеченность расчетных условий 189
VI.2. Характеристики климата холодного периода года . . 192
VI.3. Защитные свойства наружных ограждений 195
VI.4. Подача тепла в помещение и локализация действия источников холода 203

Стр.

Глава VII. **Тепловой режим помещения летом** 206

VII.1. Летние характеристики климата; продолжительность отклонения фактических условий от расчетных 207

VII.2. Поступление тепла через наружные ограждения и тепловой режим помещения 214

VII.3. Применение ЭВМ для расчета теплового режима помещения 225

Глава VIII. **Годовой тепловой режим помещения и затраты энергии системами кондиционирования микроклимата** 226

VIII.1. Годовая изменчивость параметров климата. 227

VIII.2. Изменение теплового состояния помещения в течение года 234

VIII.3. Продолжительность отопительного периода и затраты тепла на отопление и вентиляцию помещения 235

VIII.4. Приближенный аналитический метод расчета изменений тепловлажностного состояния воздуха в процессе кондиционирования 237

VIII.5. Затраты тепла, холода и электроэнергии в системах кондиционирования воздуха 243

Вячеслав Николаевич Богословский

ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ЗДАНИЯ

Редакция литературы по строительным материалам к конструкциям
Зав. редакцией *М. И. Бобылев*
Редактор *Л. С. Элькинд*
Мл. редактор *Л. А. Табачник*
Внешнее оформление художника *А. А. Бекназарова*
Технический редактор *Т. М. Кан*
Корректоры *Г. Г. Морозовская, В. А. Быкова*

ИБ 768

Сдано в набор 27.02.79. Подписано в печать 31.08.79. Т-16031. Формат издания $84\times108^{1}/_{32}$. Бумага типографская № 2. Гарнитура «Литературная». Печать высокая. Усл. печ. л. 13,02. Уч.-изд. л. 13,10. Тираж 10 000 экз. Изд. № AVI—6267. Заказ № 912. Цена 1 р.

Стройиздат
103006, Москва, Каляевская ул., д. 23а
Владимирская типография «Союзполиграфпрома» при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
600000, г. Владимир, Октябрьский проспект, д. 7